

Energieeffizientes Heizen eines E-Fahrzeugs

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Gregor Homann
aus (Geburtsort): Halle (Saale)

eingereicht am: 12.06.2014
mündliche Prüfung am: 12.02.2015

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Prof. Dr. René Rieberer

Veröffentlichungen über den Inhalt der Arbeit sind nur mit schriftlicher Genehmigung der Volkswagen AG zugelassen.

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Arbeit sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.

Danksagung

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand der Volkswagen AG im Bereich der Pkw-Klimatisierung.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler, dem Leiter des Instituts für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig, gilt mein Dank für die anregenden Gespräche und die Betreuung dieser Arbeit.

Für die Übernahme des Koreferats danke ich Herrn Prof. Dr. René Rieberer vom Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz, ein weiterer Dank geht an Frau Prof. Dr.-Ing. Ulrike Krewer für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Ganz besonders dankbar bin ich Herrn Dr.-Ing. Dikran-Can Magzalci, Leiter der Entwicklung Pkw-Klimatisierung von VW, der mir diese Arbeit erst ermöglichte und mir die Gelegenheit gab, diese auch zu beenden. Darüber hinaus bin ich Stefan Schmitt, Unterabteilungsleiter Entwicklung Pkw-Klimatisierung Versuch, für die fruchtbaren Diskussionen dankbar. Ferner möchte ich mich bei allen Kollegen und besonders den Mitarbeitern der Werkstatt Klimatisierung/Heizung der VW AG bedanken, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Ein ganz besonderer Dank gebührt Herrn Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff für die fachliche Betreuung, die zahlreichen Diskussionen, Anregungen und Gespräche, die es mir ermöglichten, die vorliegende Arbeit fertig zu stellen. Für die simulatorische Unterstützung möchte ich mich ganz herzlich bei Herrn Timm Hoppe bedanken.

Meiner Freundin Julia und meinem Freund Carsten Wachsmuth gilt mein besonderer Dank für die Korrektur dieser Arbeit. Zudem möchte ich mich bei meiner Familie sowie allen anderen Freunden bedanken, die mich bei meiner Arbeit motiviert und unterstützt haben.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Aufgabenstellung vor dem Hintergrund der aktuellen Literatur	2
1.2	Ziel der Arbeit	5
1.3	Aufbau der Arbeit	5
2	Beheizung und Klimatisierung in Pkws	9
2.1	Grundlagen der Pkw-Klimatisierung	9
2.2	Anforderungen an die Klimatisierung und Beheizung von E-Fahrzeugen	13
2.3	Heizkonzepte für E-Fahrzeuge	15
2.4	Grundlagen einer Wärmepumpe	22
2.4.1	Aufbau einer Luft/Luft-Wärmepumpe	23
2.4.2	Vier mögliche Wärmepumpenarten	25
2.4.3	Anforderungen an eine Wärmepumpe	26
2.4.4	Komponenten eines Wärmepumpen-Kältekreislaufs im Fahrzeug	27
2.4.5	Verfügbare Wärmequellen	29
2.4.6	Allgemeine Wärmepumpenregelung	30
2.4.7	Einsatzmöglichkeiten von Wärmepumpen in Pkws	31
2.5	Anforderungen an den Wärmepumpenkreislauf	32
2.5.1	Innenraumbeheizung	34
2.5.2	Innenraumkühlung	34
2.5.3	Batteriekonditionierung	35
2.6	Stand der Technik und der Wissenschaft	36
3	Beheizen des Fahrgastraums mit unterschiedlichen Heizkonzepten	39
3.1	Regelung der Heizleistung	39
3.2	E-Fahrzeug mit reinem Kraftstoffheizer	41
3.3	E-Fahrzeug mit einem wasserseitigen Hochvoltheizer	43
3.4	Vergleich eines E-Fahrzeugs mit einem Kraftstoff- und Hochvoltheizer	46
4	Beheizung eines E-Fahrzeugs mithilfe einer Wärmepumpe	51
4.1	Luft/Luft-Wärmepumpe	52
4.1.1	Regelung des Saugdrucks im Außenwärmeübertrager	53
4.1.2	Erzeugte Heizleistung der Luft/Luft-Wärmepumpe	56
4.1.3	Vereisung des Außenwärmeübertragers	57
4.1.4	Fazit zur Luft/Luft-Wärmepumpe in einem Fahrzeug	61

4.2	Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe	62
4.2.1	Erzeugte Heizleistung der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe .	64
4.2.2	Vergleich des Hochvoltheizers mit der Luft & Wasser/Luft- Wärmepumpe	66
4.2.3	Reduzierung der Fahrgastraumtemperatur	69
4.3	Einfluss der Fahrgastraumtemperatur auf den Energieverbrauch	70
4.4	Vergleich des Reichweiteneinflusses der einzelnen Heizkonzepte	74
5	Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten im E-Fahrzeug	77
5.1	Verhalten des Standardkühlwasserkreislaufs beim Ladevorgang	77
5.2	Betrachtung des optimierten Kühlwasserkreislaufs beim Ladevorgang .	87
5.3	Bewertung der Wärmespeicherung in der E-Maschine	91
5.4	Reichweiteneinfluss des vorkonditionierten Kühlwasserkreislaufs	93
5.5	Optimierungen am E-Fahrzeug für den Einsatz einer Wärmepumpe . .	94
5.5.1	Änderung der luftseitigen Verschaltung der Außenwärmeüber- trager	94
5.5.2	Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten	97
6	Vergleich der R134a Wärmepumpe mit dem Kältemittel R445A	99
6.1	Befüllung des Kältemittelkreislaufs	100
6.2	Darstellung des simulierten Wärmepumpenkreislaufs	102
6.3	Randbedingungen zur Simulation des Wärmepumpenkreislaufs	103
6.4	Bewertung der Versuchsergebnisse mit den Simulationsergebnissen . .	104
6.5	Vergleich der Wärmepumpe mit R134a und R445A	106
6.6	Optimierungsbedarf	114
7	Zusammenfassung und Ausblick	117
A	Leistungsdichten der Antriebstechnologien	121
B	Experimentelle Untersuchung am Prüfstand	123
B.1	Prüfstands Aufbau	125
B.2	Messtechnik	126
C	Experimentelle Bestimmung des Luftvolumenstromes	127
C.1	Luftseitiger Massenstrom und Heizleistung	128
C.2	Wasserseitiger Massenstrom / Kühlleistung	129
C.3	Elektrische Leistung	129
C.4	Leistungszahl	130
D	Druckverhältnisse am Verdichter	131
E	Reichweitenberechnung	133

F	Verschattungseinfluss des Wärmeübertragers auf die Luftmenge	135
G	Beschreibung der Simulationsmodelle	139
G.1	Simulationsaufbau der Luft/Luft-Wärmepumpe	140
G.2	Simulationsaufbau der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe	142
	Nomenklatur	145
	Abbildungsverzeichnis	153
	Tabellenverzeichnis	155
	Literaturverzeichnis	157

1 Einleitung

Die Einführung von E-Fahrzeugen stellt für die Fahrzeugklimatisierung, insbesondere für die Beheizung des Fahrgastraums, eine große Herausforderung dar. Die energieeffiziente Klimatisierung des Fahrgastraums durch den Einsatz eines Elektroverdichters ist bei alternativ angetriebenen Fahrzeugen wie Hybriden unter Beweis gestellt worden.

Der Beheizung des Fahrgastraums wurde bei Fahrzeugen mit Verbrennungskraftmaschinen nur ein geringer Stellenwert beigemessen, da genügend Abwärmeenergie auf einem hohen Temperaturniveau zur Verfügung gestellt wurde. Durch die Reduzierung der Emissionsgrenzen für den Flottenverbrauch sind die Fahrzeughersteller dazu verpflichtet, kraftstoffsparende Fahrzeuge zu entwickeln. Des Weiteren nehmen sich die Fahrzeughersteller vor, nachhaltige Produkte zu entwickeln, die mit der Effizienzsteigerung von Verbrennungskraftmaschinen einhergehen.

Der Einsatz energieeffizienter Verbrennungskraftmaschinen hat eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs zur Folge, was wiederum die Beheizung des Fahrgastraums negativ beeinflusst. Durch die Etablierung von luft- oder wasserseitig eingesetzten Zuheizern kann die Lücke zwischen benötigter und zur Verfügung gestellter Heizleistung geschlossen werden (Renner 2002: 104-105) und stellt daher keine Herausforderung für die konventionell angetriebenen Fahrzeuge dar.

Bei der Beheizung des Fahrgastraums alternativ angetriebener Fahrzeuge, insbesondere E-Fahrzeuge, ist die Lücke zwischen benötigter und verfügbarer Heizleistung für den Fahrgastraum um ein Vielfaches größer (Pischinger et al. 2014: 56) als bei konventionell angetriebenen Fahrzeugen mit effizienten Verbrennungskraftmaschinen. In diesem Zusammenhang muss ein vom Antriebsstrang unabhängiges Heizsystem installiert werden. Die Herausforderung zur energieeffizienten Beheizung des Fahrgastraums bei E-Fahrzeugen liegt in der Bereitstellung der benötigten Heizleistung bei gleichzeitig geringer Energieentnahme aus der Traktionsbatterie, um den Einfluss auf die Reichweite so gering wie möglich zu halten. Die Höhe der benötigten Heizleistung und der sich daraus einstellende Einfluss auf die Reichweite ist abhängig von den Umgebungsbedingungen und wurde schon in einigen wissenschaftlichen Untersuchungen (FAT 223 2010, Grossmann 2010a, Lorenz, Spinnler und Sattelmayer 2012, Schüppel und Schindler 2013 und Renner und Koppe 2010) aufgezeigt. Die dargestellten Werte und Ergebnisse dieser Untersuchungen beziehen sich oftmals auf

Mitteilungen aus der Presse. Als Beispiel seien hier der Smart Fortwo Electric Drive und Mitsubishi i MiEV genannt, welche fast eine Halbierung der Reichweite bei einer Umgebungstemperatur von -7°C im Gegensatz zur Messung bei 23°C im TÜV SÜD E-Car Cycle (TSECC) aufweisen (Resch 2011: 13).

1.1 Aufgabenstellung vor dem Hintergrund der aktuellen Literatur

Grundlegend sollen die zur Beheizung des Fahrgastraums von Pkws benötigten Heizleistungen und Ausblastemperaturen in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen anhand konventioneller Heizsysteme ermittelt werden und diese Werte sollen dazu dienen, die Randbedingung für die potentiellen Heizungsarten in E-Fahrzeugen festzulegen.

Die vorhandenen Kältemittelkomponenten der Klimaanlage und die Möglichkeit, den Kältemittelkreislauf durch Umschalten als Wärmepumpe zu nutzen, bedeuten eine energieeffizientere Beheizung des Fahrgastraums gegenüber rein elektrischen Zuheizern. Die wesentliche Eigenschaft einer Wärmepumpe ist die zusätzliche Nutzung von Wärmequellen und bietet daher den entscheidenden Vorteil, dass eine höhere Heizleistung generiert wird, als elektrisch bereitgestellt werden muss. Die generierte Heizleistung zur verbrauchten elektrischen Leistung wird im Verhältnis dargestellt und als „Coefficient of Performance“ (COP) bzw. im Deutschen als „Leistungszahl“ beschrieben. Befindet sich der Wert oberhalb von eins, wird mehr Heizleistung erzeugt, als elektrisch aufgewendet wird.

Untersuchungen und Veröffentlichungen zu Luft/Luft-Wärmepumpen mit dem Kältemittel R134a haben gezeigt, dass eine Beheizung des Fahrgastraums unterhalb von 0°C ohne Enteisungsstrategien für den Außenwärmeübertrager nicht möglich ist (Houwer und Cowell 2002: 87 und MHI 2011: 6). Zum einen liegt es an der Vereisung des Außenwärmeübertragers, zum anderen an der mit abnehmender Umgebungstemperatur sinkenden Dichte des Kältemittels, in dessen Folge kein ausreichender Kältemittelmassenstrom erzeugt werden kann. Es werden zusätzliche Wärmequellen benötigt, um den Betrieb einer Wärmepumpe bei Umgebungsbedingungen unterhalb von 0°C ohne Komforteinbußen für den Fahrgastraum sicherzustellen. Nach Houwer und Cowell (2002: 86) wurde das EV1 von General Motors als erstes Serien-Straßenfahrzeug mit einer Wärmepumpe ausgestattet und dahingehend ausgelegt, den Komfortansprüchen des kalifornischen Klimas gerecht zu werden (Heizleistung 2 kW bei -5°C). Sie weisen in diesem Zuge auch darauf hin, dass die Komfortansprüche sehr gering waren und eine Implementierung für den europäischen Markt eine größere Herausforderung in Bezug auf die Heizleistung und der Vereisung des Außenwärmeübertragers mit deren Abtaustrategie ist. Steiner (2014) beschreibt in seiner Arbeit

die Nutzung einer Luft/Luft-Wärmepumpe mit dem Kältemittel R744 (CO_2) in einem E-Fahrzeug und die Problematik der Vereisung des Außenwärmeübertragers sowie einer effizienten Enteisungsstrategie.

Die zusätzliche Nutzung anderer Wärmequellen als ausschließlich der Umgebungsluft bei gleichzeitiger Integration einer Wärmepumpe in ein E-Fahrzeug wurde bisher nur erwähnt (Wehner, U. und Ackermann, J. 2011: 590), aber bisher wissenschaftlich nicht weiter beschrieben und soll daher Teil dieser Arbeit sein.

Zum Betrieb eines E-Fahrzeugs werden folgende E-Traktionskomponenten benötigt: Eine Traktionsbatterie, ein Ladegerät, eine E-Maschine sowie eine Leistungselektronik. Die genannten E-Traktionskomponenten sind in einem Kühlwasserkreislauf zu deren Kühlung zusammengefasst. Im Betrieb eines E-Fahrzeugs treten Abwärmeströme in den E-Traktionskomponenten auf, welche sich auf einem niedrigen Temperaturniveau bewegen und über den Kühlwasserkreislauf an die Umgebung abgeführt werden. Diese Abwärmemengen können als potentielle Wärmequelle für eine Wärmepumpe dienen. Die Höhe der Abwärmemengen hängt von dem aktuellen Betriebszustand des Fahrzeugs ab. Der Abwärmestrom aus dem Ladegerät entsteht während der Ladung der Traktionsbatterie über die Ladestation bei Fahrzeugstillstand. Bei der E-Maschine und Leistungselektronik entsteht der Abwärmestrom im Fahrbetrieb des Fahrzeugs.

Der Abwärmestrom aus dem Ladegerät muss im Stand gespeichert werden, um diesen zu einem späteren Zeitpunkt der Wärmepumpe zur Verfügung zu stellen. Als potenzieller Zwischenspeicher bietet sich die E-Maschine mit ihrer großen thermischen Masse an. Die Speicherdauer kann durch eine Isolation der E-Maschine verbessert werden. Dies wurde bisher in keinen wissenschaftlichen Veröffentlichungen verfolgt, lediglich die mögliche Nutzung der Abwärmeenergien aus den E-Traktionskomponenten im Fahrbetrieb wurde untersucht (Schüppel et al. 2013: 15, Schedel et al. 2012: 10 und Yokoyama et al. 2012: 1280).

Die Nutzung der Abwärmemenge aus der Traktionsbatterie nach dem Ladevorgang und während des Betriebs ist aufgrund der Temperaturunterschiede zwischen Kühlwassereintritts- und Batterietemperatur und der sich einstellenden, unerwünschten Temperaturspreizung innerhalb der Batteriezellen sowie der sich daraus ergebenden Alterung der Batteriezellen nicht möglich. In vielen Veröffentlichungen wird die Traktionsbatterie als ein Beispiel für potentielle Wärmequellen beschrieben (Audi AG 2011, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. 2011: 111/116, Hörth et al. 2012: 10 und Prokop und Lewerenz 2013: 816). Eine Nutzung der „Batterie als Wärmespeicher“ ist nach Zhou et al. (2012: 288) möglich, wenn eine Aufheizung der Batterie vor Fahrtbeginn durchgeführt wird. In dem angegebenen Beispiel kann der Wärmespeicher „Traktionsbatterie“ für 1000 Sekunden unter Berücksichtigung der Temperaturspreizungen zwischen den Batteriezellen genutzt werden. Der Dauerbetrieb der Wärmepumpe bei niedrigen Umgebungstemperaturen ist von Nachteil

für das angegebene Zeitfenster von 1000 Sekunden. Es wird ein separates Niedervolt-Luft-PTC installiert, um die Beheizung des Fahrgastraums bei tiefen Umgebungstemperaturen sicherzustellen.

Experimentelle Messungen zu unterschiedlichen Heizkonzepten für E-Fahrzeuge sollen deren Einfluss auf die Fahrzeugreichweite darstellen. Den Reichweiteneinfluss des Heizkonzepts ökonomisch und effizient auf ein Minimum zu Reduzieren bei gleichbleibenden Komfort im Fahrzeuginnenraum, wird ein Wärmepumpensystem für ein E-Fahrzeug entwickelt, experimentell getestet und mit den konventionellen Heizkonzepten verglichen. Außerdem werden Optimierungsmöglichkeiten der Entwickelten Wärmepumpe aufgezeigt.

Die Richtlinie 2006/40/EG verbietet seit dem 01.01.2011 den Einsatz von Kältemitteln mit einem Treibhauspotential (Global Warming Potential, GWP) von über 150 in Klimaanlage neuer Typen von Pkws und ab dem 01.01.2017 in allen neuen Fahrzeugen dieser Fahrzeugklassen (Umweltbundesamt 2013). Das hat zur Folge, dass das Kältemittel R134a mit einem GWP_{100} von 1430 (EPA 2014) nur bis Ende 2016 als Kältemittel in Frage kommt. Um die Nutzungsmöglichkeit der erforschten und entwickelten Wärmepumpe mit den zur Verwendung kommenden Komponenten, über das Jahr 2016 hinaus sicherzustellen, bedarf es eines alternativen Kältemittels mit einem $\text{GWP} < 150$, das ein annähernd gleiches Verhalten wie R134a aufweist und nicht brennbar ist. Dazu ist das Kältemittel R445A prädestiniert, welches ein GWP von 135 besitzt (SAE International 2013). Bei dem Kältemittel R445A handelt es sich um eine zeotrope Kältemittelgemisch, welches sich wie folgt zusammen setzt: 85% R1234ze(E), 9% R134a und 6% R744. Die thermodynamischen Eigenschaften von R445A gleichen denen von R134a mit einer Ausnahme im Nassdampfgebiet. Bei R445A verlaufen die Isothermen und Isobaren im Nassdampfgebiet nicht parallel und diese Eigenschaft des Kältemittels wird als Temperaturgleit bezeichnet.

Der Temperaturgleit beschreibt den Temperaturanstieg bei der Verdampfung bzw. den Temperaturabfall bei der Kondensation des Kältemittels bei konstantem Druck im Zwei-Phasengebiet (Schiessel 2012).

Des Weiteren wird in der autoserviceworld (2013) auf eine höhere Heizleistung gegenüber R134a im Wärmepumpenbetrieb auch bei tiefen Umgebungstemperaturen hingewiesen. Diesen genannten Vorteil von R445A mit seinem Temperaturgleit im Nassdampfgebiet, wurde bisher noch nicht für den Einsatz in Wärmepumpen wissenschaftlich untersucht und soll mithilfe der Simulation in dieser Arbeit ausführlich betrachtet werden.

1.2 Ziel der Arbeit

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in der Beheizung des Fahrgastraums von E-Fahrzeugen durch den Einsatz einer Wärmepumpe. In einem systematischen Vergleich sollen unterschiedliche Heizkonzepte für E-Fahrzeuge verglichen werden. Die Erkenntnisse der Energieverbräuche, die von den Heizkonzepten zur Beheizung des Fahrgastraums benötigt werden, dienen als Vergleich zur Wärmepumpe und deren Einfluss auf die Reichweite.

Aus den wissenschaftlichen Betrachtungen ergeben sich folgende Ziele für die vorliegende Arbeit:

- Die Identifikation der möglichen Heizkonzepte eines E-Fahrzeugs und experimentelle Untersuchungen des Aufheizverhaltens sowie der möglichen Heizleistungen im stationären Zustand für die komfortable Beheizung des Fahrgastraums sollen dargestellt werden.
- Eine experimentelle Untersuchung der Luft/Luft- und Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe in einem E-Fahrzeug soll messtechnisch auf Machbarkeit, Aufheizverhalten, Heizleistung und Reichweite in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur bewertet werden.
- Die Untersuchung des Einflusses der wassergekühlten E-Traktionskomponenten auf den Einsatz einer Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe in einem E-Fahrzeug und deren optimierte Anordnung im Kühlwasserkreislauf soll beschrieben werden.
- Der Einfluss der Abwärmemengen beim Ladevorgang eines E-Fahrzeugs auf die E-Traktionskomponenten im Kühlwasserkreislauf und deren Temperaturverteilung und Speicherung sollen experimentell aufgezeigt und diskutiert werden.
- Eine Bewertung für den abschließenden Vergleich von der simulatorisch validierten Wärmepumpe mit dem Kältemittel R134a mit R445A als alternativem Kältemittel, welches einen Temperaturgleit besitzt, soll erfolgen.

1.3 Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit besteht aus sechs weiteren Kapiteln, in denen die Grundlagen der Beheizung des Fahrgastraums beschrieben werden und die resultierenden Randbedingungen für die Integration eines energieeffizienten Heizsystems in E-Fahrzeugen aufgezeigt werden.

In Kapitel 2 werden die grundlegenden Randbedingungen zur Beheizung und Klimatisierung von Fahrzeugen in Bezug auf die Antriebstechnologie dargestellt. Im

Anschluss erfolgt ein Vergleich der Heizsysteme für den Einsatz in alternativ angetriebenen Fahrzeugen. Die Wärmepumpe als alternatives Heizsystem wird im Folgenden detaillierter beschrieben. Dazu wird auf die möglichen Wärmepumpenarten, deren -Aufbau und ihre -Anforderungen eingegangen. Des Weiteren erfolgt eine Darstellung der benötigten Kältemittelkomponenten sowie möglicher Wärmequellen in einem E-Fahrzeug. Die Regelung zu den beschriebenen Wärmepumpenarten wird kurz erläutert. Die sich daraus ergebenden Randbedingungen für den Einsatz einer Wärmepumpe im E-Fahrzeug werden aufgezeigt und dementsprechend für die Anforderungen an den Kältemittelkreislauf in Bezug auf die Beheizung und Kühlung des Fahrgastraums angepasst. Anschließend erfolgt eine Beschreibung zum Stand der Technik beim Einsatz von Wärmepumpensystemen in Fahrzeugen.

In Kapitel 3 findet die Beschreibung der Aufheizmessung des Fahrgastraums nach VDA (2005) für konventionelle Heizsysteme statt, die im Kapitel 2 vorgestellt werden. Dazu zählt die Gegenüberstellung des Kraftstoff- und des elektrischen Kühlwasserheizers als autarkes Heizsystem. Die erzeugten Heizleistungen aus den konventionellen Heizsystemen zeigen die möglichen Maximalwerte entsprechend dem Verlauf der Aufheizmessung und werden im folgenden Kapitel als Referenzwerte für die Wärmepumpe verwendet.

In Kapitel 4 erfolgen die Beschreibung der beiden eingesetzten Wärmepumpenarten Luft/Luft und Luft & Wasser/Luft und die entsprechenden Ableitungen aus den Versuchen. Im ersten Abschnitt wird auf die Luft/Luft-Wärmepumpe in einem E-Fahrzeug eingegangen und die sich daraus ergebende Problematik im Einsatz eines Fahrzeugs mithilfe von Prüfstandmessungen aufgezeigt. Auf Grundlage der abgeleiteten Ergebnisse der Luft/Luft-Wärmepumpe wird auf die Nutzung von zusätzlichen Wärmequellen im E-Fahrzeug eingegangen. Die Nutzung der Abwärmequellen der von Kühlwasser durchströmten E-Traktionskomponenten ist mithilfe einer Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe möglich. Die Vorteile dieser Aspekte auf die Beheizung des Innenraums und die Reichweite des E-Fahrzeugs werden aufgezeigt.

Das Kapitel 5 beschreibt den Kühlwasserkreislauf des E-Fahrzeugs und die sich ergebenden Nutzungsmöglichkeiten für den Einsatz einer Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe. Die Ergebnisse aus den unterschiedlichen Temperaturniveaus der E-Traktionskomponenten fließen in die Kühlwasser- und die resultierende luftseitige Verschaltung des kältemittelseitigen Außenwärmeübertragers ein. Des Weiteren wird der Energie- und Temperaturverlauf des Ladevorgangs innerhalb des Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten beschrieben und auf die sich daraus ergebenden Reichweitenvorteile in Bezug auf die Energienutzung mithilfe einer Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe eingegangen. Die sich aus den Untersuchungen ergebenden Optimierungsmaßnahmen am Kühl- und Kältemittelkreislauf eines E-Fahrzeugs mithilfe einer Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe werden am Ende des Kapitels zusammengefasst.

In Kapitel 6 wird der simulatorische Aufbau der Wärmepumpenkreisläufe beschrieben und die Validierung der Ergebnisse anhand der Messergebnisse aus Kapitel 4 erläutert. Dies erfolgt anhand der beiden beschriebenen Kombinationen aus Luft/Luft- und Luft & Wasser/Luf-Wärmepumpe. Zudem sollen unterschiedliche Größen von Kältemittelverdichtern in Bezug auf die Leistung der Wärmepumpe bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen betrachtet werden. Die Einflüsse der mit Kühlwasser durchströmten E-Traktionskomponenten auf die Heizleistung der Wärmepumpe sollen anhand von Variationen an Wärmemengen aufgezeigt werden. Darüber hinaus soll der Einfluss unterschiedlicher Kältemittel wie R134a und R445A auf die Heizleistung im Verhältnis zu der aufgetragenen elektrischen Leistung sowie der sich einstellenden Saug- und Hochdrücke verglichen und dargestellt werden.

In Kapitel 7 erfolgen die Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse der Untersuchungsergebnisse und der sich daraus ergebende Ausblick auf die energieeffiziente Beheizung des Fahrgastraums eines E-Fahrzeugs.

Verwendete Stoffdaten und Simulationswerkzeuge

Die in dieser Arbeit verwendeten Simulationsmodelle zur Erstellung der thermischen Systeme, entstammen auf Basis der in Modelica erstellten Modelldatenbank TIL Suite der TLK-Thermo GmbH (Försterling 2004, Gräber et al. 2010, Gräber 2014, Richter, C. 2008 und Schulze, C. 2014).

Die verwendeten Stoffdaten zur Berechnung der thermischen Simulationsmodelle entstammen der Stoffdatenbank TILMedia 3.2.2, welche wiederum ihrerseits Stoffdaten der REFPROP Bibliothek (Lemmon et al. 2010) mit einbindet.

2 Beheizung und Klimatisierung in Pkws

In diesem Kapitel müssen zunächst die Grundlagen der Beheizung und Klimatisierung von Fahrzeugen festgelegt werden. Die Festlegung der notwendigen Anforderungen zum Beheizen und Klimatisieren alternativ angetriebener Fahrzeuge folgt den Randbedingungen, welche die notwendigen Heiz- und Kälteleistungen für den Fahrgastraum bestimmen.

Im Folgenden werden aus den Randbedingungen und den alternativen Antriebsarten mögliche Heizkonzepte abgeleitet, beschrieben und gegenüber gestellt.

Im Anschluss der konventionellen Heizsysteme wird die Wärmepumpe sowie deren Anforderungen in einem Pkw beschrieben.

Abschließend wird auf den Stand der Technik mit Bezug auf den Einsatz von Wärmepumpensystemen in Pkws eingegangen.

2.1 Grundlagen der Pkw-Klimatisierung

In frühen Tagen der Serienentwicklung von Fahrzeugen hatte die Beheizung und Klimatisierung des Fahrgastraums einen sehr geringen Stellenwert. Der Einfluss der Klimatisierung hat sich mit der Weiterentwicklung des Gesamtfahrzeugs verändert und ist sowohl mit den steigenden Komfortansprüchen der Kunden als auch den Sicherheitsanforderungen, wie Enteisung und Entfeuchtung, stärker in den Fokus gerückt. Die Beheizung des Fahrgastraumes war durch den schlechten Wirkungsgrad der Verbrennungskraftmaschine und den damit einhergehenden Abwärmemengen ohne große Probleme möglich. Durch den Einsatz energieeffizienter Verbrennungskraftmaschinen ist der Einsatz zusätzlicher Heizmaßnahmen zur Fahrgastraumbeheizung notwendig. Der elektrische PTC-Zuheizer, sowohl luft- als auch wasserseitig, hat den Weg in die Beheizung von Pkws mit energieeffizienten Verbrennungskraftmaschinen gefunden.

Im Fall alternativ angetriebener Pkws müssen die Randbedingungen für den Einsatz alternativer Heizsysteme dargestellt werden, um den Anforderungen der energieeffizienten und komfortablen Beheizung/Klimatisierung des Fahrgastraums nachzukommen.

Die Anforderungen für Heiz- und Kühlleistungen von Fahrgasträumen ist abhängig von den klimatischen Bedingungen. Abbildung 2.1 zeigt die prozentuale Häufigkeit der auftretenden Außentemperatur innerhalb eines Jahres in Europa (FAT-Schriftenreihe 224 2009).

Die Ermittlung der Klimaprofile von China, Europa, Indien und den USA erfolgte nach den gemittelten Parametern, wie beispielsweise Klimadaten, Bevölkerungsdichten und Fahrverhalten von Personen der jeweiligen Regionen.

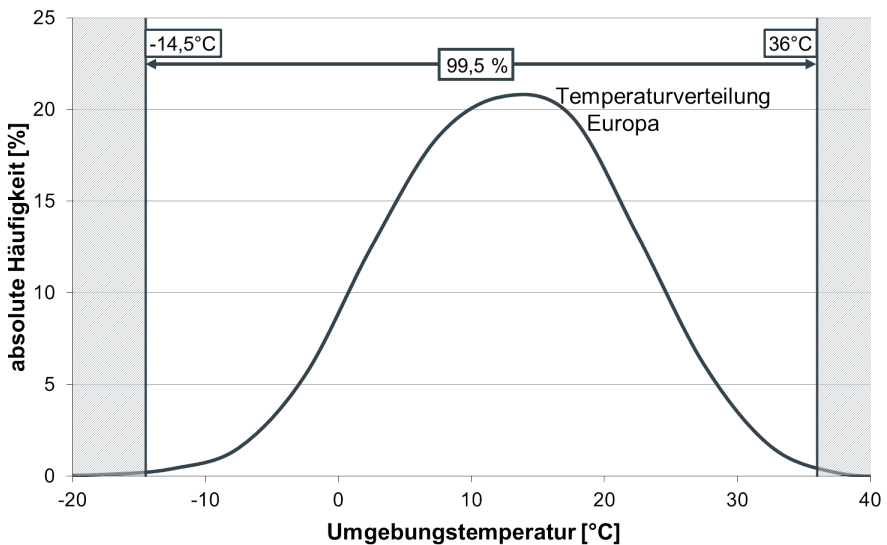


Abb. 2.1: Klimaprofil Europa, gewichtet nach Klimadaten und Nutzungshäufigkeit (Jung et al. 2011: 397)

Die in der Abbildung 2.1 dargestellte schwarze Kurve zeigt die gewichtet auftretende Häufigkeit in einem Temperaturbereich von -20°C bis 40°C . Der beispielhaft gewählte Temperaturbereich von $-14,5^{\circ}\text{C}$ bis 36°C deckt 99,5% der pro Jahr in Europa auftretenden klimatischen Bedingungen ab. Temperaturbedingungen, die außerhalb des Bereiches liegen, treten im Schnitt nur einmal pro Jahr auf (Jung et al. 2011: 397).

Die Heiz- und Kühlleistungen im Automobilbereich werden über die aufgezeigte Häufigkeit hinaus (siehe Abbildung 2.1) für Umgebungstemperaturen von -20°C bis 40°C ausgelegt. Das ist notwendig, um Fahrzeuge für Umgebungsbedingungen in anderen

Absatzmärkten mit anderen Klimazonen auszulegen, in denen sich die Temperaturbereiche mit deren Häufigkeit über das Jahr verteilt entsprechend anders aufschlüsseln. In der FAT-Schriftenreihe 224 sind zusätzlich die auftretenden Häufigkeiten der Umgebungsbedingungen im Jahr für die USA, China und Indien aufgelistet. Dabei wird deutlich, dass ein Vergleich zwischen dem Absatzmarkt in Europa und in Indien einen starken Unterschied in der Auslegung der Klimatisierung und Beheizung des Fahrgastraums nach sich zieht.

Die Abbildung 2.2 beschreibt exemplarisch den Vergleich der beiden Klimaprofile von Europa und Indien nach der FAT-Schriftenreihe 224 (2009). Anhand der Darstellung wird deutlich, dass durch die absolute Häufigkeitsverteilung der Umgebungsbedingungen über das Jahr, die Klimaprofile für Europa und Indien unterschiedlich stark ausfallen.

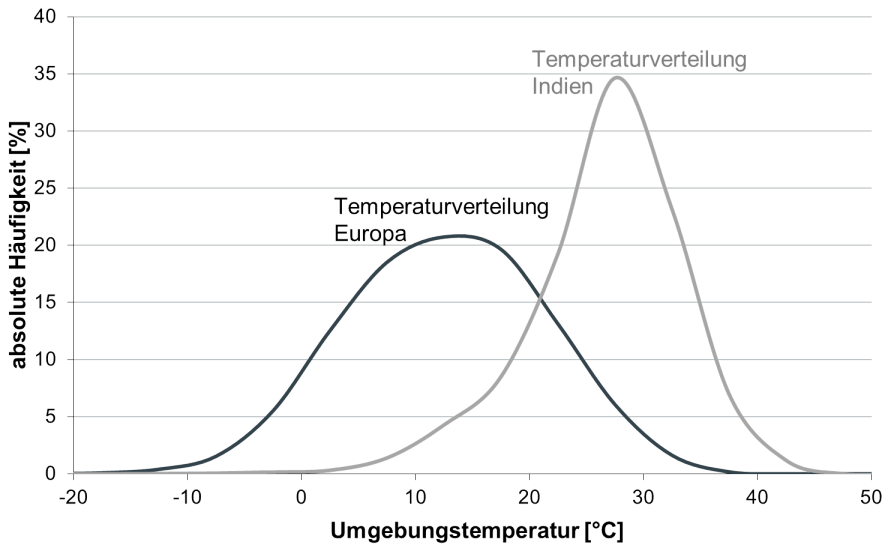


Abb. 2.2: Klimaprofil Europa und Indien, gewichtet (FAT 224 2009: 37 und 68)

Speziell die Umgebungstemperaturen, welche durch die Klimatisierung und Beheizung abgedeckt werden müssen, befinden sich bei dem hier gezeigten Beispiel in unterschiedlichen Temperaturbereichen. Der am häufigsten auftretende Temperaturbereich, bezogen auf ein Jahr, liegt in Europa bei 10°C bis 20°C und in Indien bei 25°C bis 30°C.

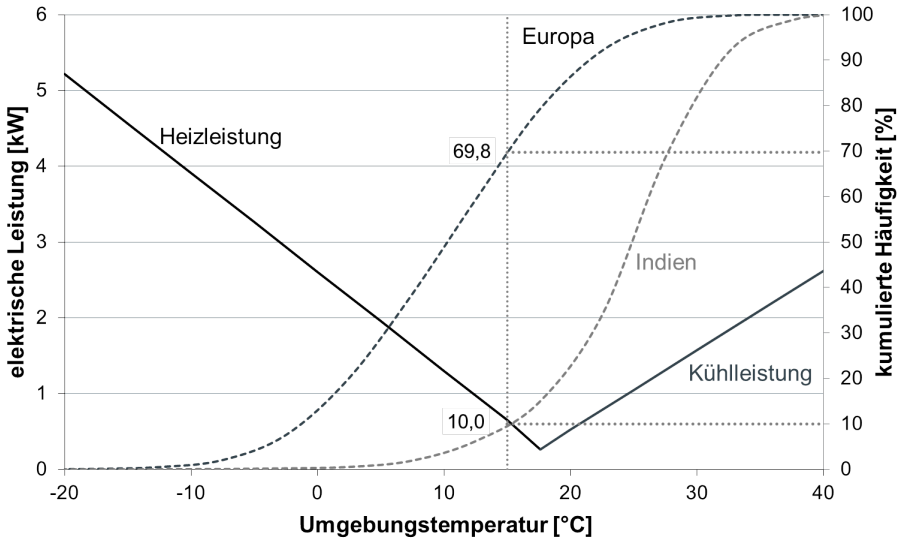


Abb. 2.3: Darstellung der elektrisch benötigten Leistungen im stationären Zustand zur Beheizung und Klimatisierung des Fahrgastraums über die Umgebungstemperatur sowie der auftretenden Häufigkeit (kumuliert) für Europa und Indien (Heiz- und Kälteleistung berechnet aus Jung et al. 2011: 397)

Abbildung 2.3 stellt die elektrische Leistung, die zur Beheizung, Lüftung und Kühlung des Fahrgastraums einer Fahrzeuggröße der A-Klasse benötigt wird, in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur dar. Darüber hinaus sind die absoluten Häufigkeiten (Abbildung 2.2) als kumulierte Häufigkeit der auftretenden Umgebungstemperaturen dargestellt. Die Sonnenintensitäten und Feuchten (kein Entfeuchtungsbetrieb) zu den entsprechenden Umgebungstemperaturen wurden für die Darstellung nicht berücksichtigt.

Die exemplarisch dargestellte, kumulierte Häufigkeit der Umgebungstemperatur für Europa (schwarz gestrichelte Linie) und Indien (grau gestrichelte Linie) zeigt den prozentualen Einsatz einer Heizung (schwarze Linie) bzw. Klimaanlage (graue Linie) innerhalb eines Jahres. Der Einsatz einer Heizung für Europa bis 15°C beträgt rund 70%, während der Einsatz in Indien nur rund 10% beträgt. Das lässt den Schluss zu, dass der Einsatz einer Heizung im indischen Raum nur mit geringen Leistungen benötigt wird.

2.2 Anforderungen an die Klimatisierung und Beheizung von E-Fahrzeugen

Bei alternativ angetriebenen Fahrzeugen besteht die Herausforderung für die energieeffiziente Klimatisierung und Beheizung des Fahrgastraums in der Bereitstellung der benötigten Kühl- und Heizleistung bei möglichst geringer Energieaufwendung.

Klimatisierung

Der Aufbau einer konventionellen Pkw-Klimaanlage lässt sich im Wesentlichen in das Klimagerät und den Kältemittelkreislauf aufteilen. Der Kältekreislauf mit seinen Komponenten, welche sich zum überwiegenden Teil im Motorraum befinden, dient zur Bereitstellung der notwendigen Kühlleistung. Die erzeugte Kälteleistung wird über den Verdampfer, welcher sich im Klimagerät befindet, an die einströmende Luft des Fahrgastraums übertragen.

Beheizung

Das Beheizen des Fahrgastraums erfolgt über den Heizungswärmeübertrager. Dieser bedient sich in konventionell betriebenen Fahrzeugen der Abwärme der Verbrennungskraftmaschine (Abbildung 2.4 rechts). Alternativ können Widerstandsheizter in den Kühlwasserkreislauf oder luftseitig in den Luftpfad des Klimageräts eingebracht werden, um die Heizleistung bei energieeffizienten Verbrennungskraftmaschinen zu steigern.

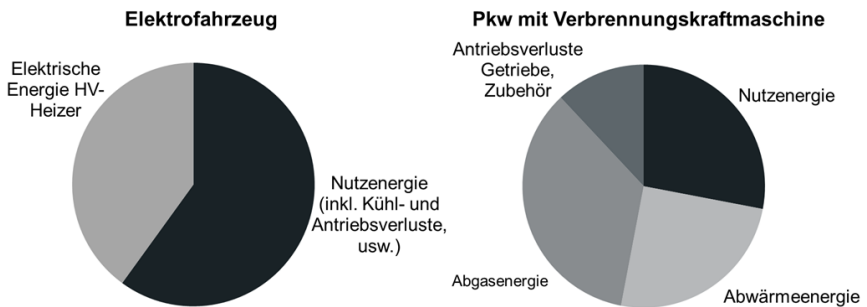


Abb. 2.4: Gegenüberstellung der typischen Energieverteilung von einem E-Fahrzeug und einem Fahrzeug mit konventioneller Verbrennungskraftmaschine bei 0°C Umgebungstemperatur (MHI 2011: 28)

Bei E-Fahrzeugen ist die Abwärmemenge aus dem Antriebsstrang sehr gering und auf niedrigen Temperaturniveau und daher zur direkten Beheizung des Fahrgastraums

nicht geeignet. Die linke Abbildung 2.4 stellt die Energieverteilung für ein E-Fahrzeug dar, wonach mehr als ein Drittel der Energie aus der Traktionsbatterie für die Beheizung des Fahrgastraums benötigt wird.

In der folgenden Abbildung 2.5 wird die benötigte Heiz- und Kühlleistung sowie Ausblastemperatur in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur für Pkws dargestellt. Die Daten zur Erstellung des Diagramms 2.5 beziehen sich auf die Veröffentlichung von Behr zur „Innenraumheizung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen“ (Jung et. al. 2011: 397). Als Randbedingung für die angegebenen Heiz- und Kühlleistungen sind eine Fahrgastraumtemperatur von 22°C und ein Frischluftmassenstrom von 5 kg/min angegeben.

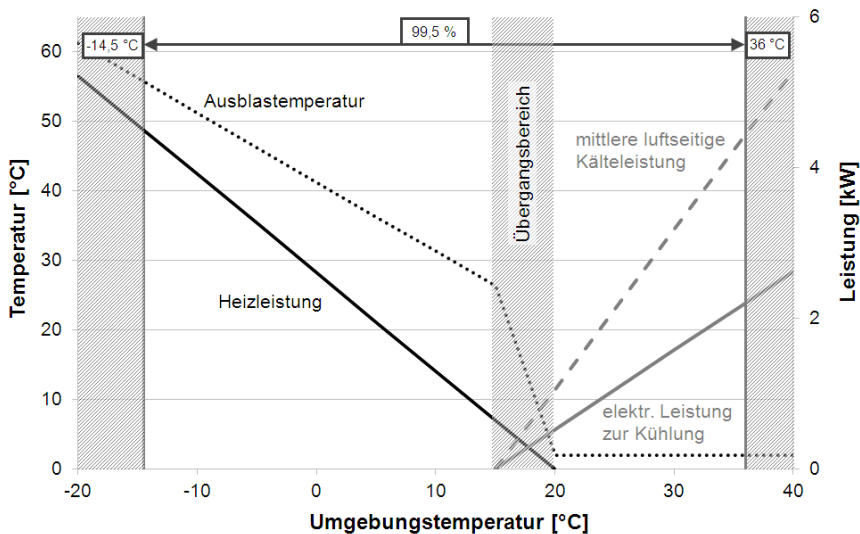


Abb. 2.5: Darstellung der benötigten Leistungen und Temperaturen zur Beheizung und Klimatisierung des Fahrgastraums in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur für den stationären Zustand (Berechnung aus Jung et al. 2011: 397 und FAT 2003: 71)

Die schwarz gepunktete Linie im Diagramm stellt die aus Komfortsicht notwendige Ausblastemperatur, die volle Linie stellt die dafür benötigte Heizleistung in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur dar. Im Gegensatz dazu beschreibt die graue, volle Linie die benötigte elektrische Kühlleistung in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur, um einen Fahrgastraum mit einer mittleren luftseitigen Kälteleistung (grau gestrichelte Linie) im stationären Zustand zu klimatisieren. Bei einer

Kälteanlage wird eine Leistungszahl über eins erlangt, da über einen Außenwärmeübertrager die Umgebung als Wärmesenke genutzt wird. Im Heizfall kann die Leistungszahl, je nach Heizsystem, kleiner oder größer eins betragen und hat somit einen großen Einfluss auf die elektrische Reichweite eines E-Fahrzeugs bei tiefen Umgebungstemperaturen. Die mittlere luftseitige Heizleistung der Abbildung 2.5 zeigt deutlich, welchen Einfluss das Heizsystem auf die Reichweite eines E-Fahrzeugs besitzt.

2.3 Heizkonzepte für E-Fahrzeuge

Die folgend betrachteten Heizkonzepte beziehen sich auf die Beheizung und mögliche Kühlung von E-Fahrzeugen. Bei den E-Fahrzeugen handelt es sich um rein elektrisch betriebene Pkws, welche ihre Antriebsenergie über eine Traktionsbatterie beziehen. Darüber hinaus beziehen Kälteanlagen und Heizsysteme bei Nutzung der elektrischen Energie zur Fahrgastraumklimatisierung und-beheizung, diese aus der Traktionsbatterie und daher müssen die beiden Systemeinflüsse zwingend gering gehalten werden.

1. Brennstoffheizer (Standheizung)
2. elektrischer PTC-Zuheizer luftseitig
3. elektrischer Kühlwasser-Zuheizer
4. Wärmepumpe
5. Körpernahe Heizmethoden
6. Thermoelektrik

Brennstoffheizer

Der Einsatz von Brennstoffheizern, auch Standheizung genannt, erfolgt schon seit ca. 1953 von Eberspächer (Eberspächer 2012) und seit 1961 von Webasto (Webasto 1961: 6) in Serienproduktion für konventionell angetriebene Fahrzeuge. Der Name ‘Standheizung’ ist prägend für den Einsatz des Brennstoffheizers. Er wurde zunächst ausschließlich als Heizer für den Stand (ohne Verbrennungskraftmaschine) genutzt, um eine Vorkonditionierung und Beheizung des Fahrgastraums unter kalten Umgebungsbedingungen zu bewerkstelligen (Nothen 2000: 33, Renner 2002: 103). Mit dem Aufkommen energieeffizienter Verbrennungskraftmaschinen hat sich das Aufgabengebiet des Brennstoffheizers vom reinen Standbetrieb zum Zuheizer gewandelt. Das beinhaltet die Unterstützung der Verbrennungskraftmaschine durch den Brennstoffheizer bei einer Heizanforderung durch den Fahrgastraum.

Der Einsatz eines Brennstoffheizers ist sinnvoll, insbesondere bei alternativ angetriebenen Fahrzeugen mit einem Kraftstofftank an Bord. Der Einsatz bei E-Fahrzeugen ist mithilfe eines zusätzlichen Kraftstofftanks möglich, allerdings muss unter bestimmten Voraussetzungen das Fahrzeug seinen Zero Emission Status (ARB 2010: 84) unter Beweis stellen. Das heißt, nach der amerikanischen Norm AB 1493 (CARB 2002) zählt ein Fahrzeug zu einem E-Fahrzeug bzw. Zero Emission Vehicle (ZEV), wenn nach § 1962 Zero-Emission Vehicle Standards (ARB 2010: 84) die folgenden drei Voraussetzungen erfüllt werden:

1. wenn der Brennstoffheizer nicht oberhalb von $4,4^{\circ}\text{C}$ (40°F) arbeitet,
2. unter keinen Umständen (im Betrieb und Auszustand) Kraftstoff-Verdunstungsemissionen stattfinden und
3. dass beim Betrieb zwischen 20°C und 30°C (68°F und 86°F) die Emission Standards für Ultra-Low Emission Vehicle (ULEV) nach § 1961(a)(1) (ARB 2010: 50-51) nicht überschritten werden dürfen.

In einer Studie der TU München wird ein E-Fahrzeugkonzept namens MUTE entwickelt, das aufzeigen soll, wie der Einstieg in die E-Mobilität wirtschaftlich sinnvoll für Deutschland erfolgen kann. Zum Heizen wird ein fossiler Zuheizer eingebaut. Das ist energetisch sinnvoll, da mit einem sehr hohen Wirkungsgrad von über 90% beheizt wird. Heizt man mit dem Strom aus der Traktionsbatterie, bricht die Reichweite massiv ein (Lienkamp 2012: 39).

Elektrischer PTC-Zuheizer luftseitig

Die Abkürzung PTC steht für Positive Temperature Coefficient (sogenannter Kaltleiter), welcher die Eigenschaft besitzt, bei tiefen Temperaturen einen geringeren elektrischen Widerstand aufzuweisen und den elektrischen Strom besser zu leiten. Das heißt, mit steigender Temperatur steigt der Widerstand an und die Heizleistung nimmt ab (DLR 2011: 118).

Das Einbringen eines luftseitigen PTC-Zuheizers in das Klimagerät ist in heutigen Fahrzeugen schon realisiert und in der Serie eingesetzt worden. Hierbei handelt es sich um luftseitige PTCs, welche mit der Bordnetzspannung von 12 V betrieben werden. Die Leistungsaufnahme des PTCs ist aufgrund der Batteriespannung von 12 V und der Leistungsabgabe vom Generator der Verbrennungskraftmaschine auf ≈ 2 kW begrenzt (Beetz 2002: 97 und Kampf, Kunberger und Weinbrenner 2000: 4). Der Einsatz eines 42 V Bordnetzes im Fahrzeug erlaubt, zusammen mit den entsprechenden Generatoren, den Einsatz von PTC-Heizelementen mit höherer Leistung (Beetz 2002: 98).

Bei alternativ angetriebenen Fahrzeugen mit einer Traktionsbatterie können leistungsstärkere Luft-PTCs eingesetzt werden, da bei Hochspannungsbordnetzen eine

höhere Kapazität und Spannungslage vorliegen. Das Spektrum der elektrischen Leistungsaufnahme von luftseitigen PTC-Zuheizern beträgt 0,5 kW bis 6 kW, z.B. bei dem Ausstellungstück von Mercedes Benz in dem E-Fahrzeug der A-Klasse (IAA 2011) und bei einem Nissan Leaf mit Wärmepumpe (ab 2013). Die maximale Leistung eines PTCs ist in Abhängigkeit vom Nutzungsprofil eines Fahrzeugs zu berechnen und im Fall des 6 kW Luft-PTCs in der Mercedes Benz A-Klasse E-Cell ist hier ein komfortabler Betrieb des E-Fahrzeugs bis unterhalb von -20°C möglich (siehe Abbildung 2.5).

Der Vorteil eines elektrischen Luft-PTCs liegt an nur einem Wärmeübergang. Die erzeugte Wärme aus elektrischem Strom wird direkt an den Luftstrom abgegeben, welcher in den Fahrgastraum geleitet wird. Es treten keine konvektiven Verluste über Leitungen und zusätzliche Wärmeübertrager auf. Des Weiteren können kleinere PTC-Elemente auch direkt in die Ausströmer der Instrumententafel integriert werden. Damit werden konvektive Verluste durch Luftleitungen zwischen Heizelement und den Ausströmern ausgeschlossen.

Die Nachteile eines luftseitigen PTCs liegen an den hohen Oberflächentemperaturen des Bauteils. Die Anbindungspunkte im Verbauort benötigen entsprechende Materialien, um diese hohen Temperaturen aushalten zu können. Darüber hinaus liegt der Wirkungsgrad eines PTCs unterhalb von eins, welches einen höheren elektrischen Energieverbrauch gegenüber der erzeugten Wärme bedeutet. Zudem befindet sich eine Hochspannungskomponente im Innenraum, welche über Hochspannungsleitungen versorgt wird und so ein erhöhtes Risiko für die Insassen im Falle eines Crashes darstellt.

Elektrischer Kühlwasser-Zuheizer

Der elektrische Kühlwasser-Zuheizer kann grundsätzlich in zwei Ausführungen unterschieden werden. Ausführungen gibt es zum einen als Wasser-PTC und zum anderen als Widerstandsheizer (Tauchsieder-Prinzip). Der Einsatz eines elektrischen Kühlwasser-Zuheizers erfolgt z.B. bei energieeffizienten Verbrennungskraftmaschinen als Zuheizer oder bei alternativ angetriebenen Fahrzeugen als alleiniger Heizer zur reinen Fahrgastraumbeheizung. Die Heizleistung der elektrischen Kühlwasser-Heizer muss den notwendigen Randbedingungen der komfortablen Fahrgastraumbeheizung (siehe Abbildung 2.5) entsprechen. Die maximale elektrische Leistung von 5,5 kW müssen die elektrischen Kühlwasser-Heizer erfüllen, um eine ausreichende Beheizung des Fahrgastraums bei Umgebungstemperaturen von -20°C (siehe Abbildung 2.5) zu gewährleisten. Die Lage des Kühlwasser-Zuheizers und -Heizers liegt aus Platzgründen vornehmlich im Motorraum und wird mit einer Luftgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit umströmt. Die durchströmende Luft im Motorraum umströmt darüber hinaus die Kühlwasserleitungen, die -Pumpe und -Ventile (wenn verbaut) des Kühlwasserkreislaufs und kann zu konvektiven Verlusten über die Bauteile führen. Eine gute Isolation der Kühlwasserkomponenten ist sicherzustellen, um

konvektive Verluste an die Umgebung zu minimieren. Außerdem kann durch eine optimierte Positionierung der Kühlwasserkomponenten und der Leitungsverlegung die Isolierung des Gesamtsystems entsprechend reduziert werden.

Die Vorteile dieses Systems liegen in der freien Positionierung der Heizleistungserzeugung im Motorraum (keine Hochspannung im Fahrgastraum) und dem Einsatz eines vorhandenen Klimageräts (siehe Nachteile luftseitiger PTC-Zuheizer). Des Weiteren ist eine Standardisierung des Bauteils möglich und somit für viele Hersteller nutzbar.

Der Nachteil dieses Systems liegt in den zusätzlich benötigten Komponenten und der damit resultierenden Masse. Zudem wird zusätzlich elektrische Energie für die Erzeugung des Volumenstroms über die Kühlwasserpumpe benötigt. Weiterhin gibt es gegenüber dem luftseitigen Zuheizer einen zusätzlichen Wärmeübergang, was zu einer weiteren Verringerung des Wirkungsgrades führt, bis die Heizleistung im Fahrgastraum ankommt.

Wärmepumpe

Die Verwendung einer Wärmepumpe in E-Fahrzeugen ist derzeit die effizienteste und zugleich umweltfreundlichste Beheizung des Fahrgastraums.

Der Vorteil einer Wärmepumpe liegt in der Erzeugung von Wärme aus der Summe der elektrisch aufgebrachten Leistung und der im Außenwärmeübertrager (Verdampfer) aufgenommenen Wärme aus der Umwelt. Durch den geringeren elektrischen Verbrauch zur erzeugten Heizleistung einer Wärmepumpe ist eine wesentlich höhere Leistungszahl im Verhältnis zu rein elektrisch betriebenen Heizsystemen möglich. Die Leistung eines Wärmepumpensystems hängt direkt von der verfügbaren Wärmequelle (z.B. Umgebung) und der benötigten Heizleistung ab.

Der Nachteil einer Wärmepumpe mit einem Außenwärmeübertrager liegt in der direkten Abhängigkeit der Wärmequelle „Umgebungstemperatur“. Durch das Verdampfen des Kältemittels im Außenwärmeübertrager findet eine Abkühlung der Umgebungsluft statt. Die Oberflächentemperatur des Außenwärmeübertragers befindet sich auf einem tieferen Temperaturniveau im Vergleich zur Umgebung und kann in Abhängigkeit von der Umgebungsfeuchte und der benötigten Wärmemenge aus der Umgebung zum Vereisen des Außenwärmeübertragers führen.

In den folgenden Kapiteln wird auf die Wärmepumpe detaillierter eingegangen und die notwendigen Maßnahmen zur Reduzierung des Vereisungspotentials und zur Optimierung des Wirkungsgrads werden erläutert.

Körpernahe Heizmethoden

Unter körpernahen Heizmethoden versteht man das Einbringen von Wärme direkt an den Körper des Passagiers. Mit der Methode wird eine punktuelle Beheizung (Sitz- und Flächenheizung, Infrarot-Heizstrahler) möglich, welche durch geringe Energieverluste gekennzeichnet ist. Die auftretenden Energieverluste können zum einen durch

Konvektion über die Scheiben- und Karosserieflächen (direkte Anbindung an den Fahrgastraum), zum anderen durch die zu füllenden Kapazitäten (Interieurbauteile als Senken) der durch ein Luftsystem umströmten Komponenten auftreten. Durch das gezielte Einbringen und Verteilen von Wärme können die Passagiere diese schneller wahrnehmen. Die Grenzen solch eines Systems liegen in den zu beheizenden Flächen. Bei Fahrten mit einer höheren Passagieranzahl ist ein höherer Energieaufwand zur Beheizung der großen Fläche notwendig, um den gleichen Komfort wie bei konventionellen Heizsystemen (Kraftstoff-, luftseitige-Heizer, Wärmepumpe) zu erreichen.

Der Vorteil dieses Heizsystems liegt in der Wahrnehmung der Wärme direkt durch den Passagier. Das heißt, es wird lokal nur dort geheizt, wo sich eine Person befindet. Bei einer geringen Passagieranzahl wird entsprechend weniger Energie zur Beheizung benötigt.

Die Nachteile liegen unter anderem darin, dass bei personenbezogenen Heizmaßnahmen die Entfeuchtung der angesaugten Luft und die Enteisung der Windschutzscheibe nicht stattfinden. Ein Nachteil ist, dass die angesaugte, kalte und relativ feuchte Luft mit der Innenraumfeuchte, welche durch die Passagiere erzeugt bzw. mit in den Fahrgastraum eingebracht wird, an den kalten Scheiben als Beschlag absetzt. Die Entfeuchtung der Innenseite der Windschutzscheibe findet nach der australischen Vorschrift ADR 15 statt, nach der nach dem Start der Messprozedur nach 10 Minuten 95% und 90% (ADR 15.2 1984: 2-3) des Sichtfeldes (Critical Area A und B) frei sein müssen (ADR 15.1.5 / 15.1.6 1984: 2).

Ein weiterer Nachteil ist beispielsweise, dass die Enteisung der Außenseite der Windschutzscheibe nach 20 Minuten im Sichtfeld des Fahrers nach der europäischen Norm 78/317/EEC und der US amerikanischen Vorschrift FMVSS 103 frei sein muss. Daher ist eine Beheizung der Windschutzscheibe sowohl zur Beschlagsfreiheit als auch zur Enteisung einzusetzen.

Des Weiteren ist bei Fahrgasträumen mit einer höheren Passagierkapazität ein unterstützendes Heizsystem zu verwenden, um den Fahrgastraum energieeffizient zu beheizen.

Thermoelektrik

Die Thermoelektrik im Fahrzeug kommt derzeit für die Beheizung und Kühlung mit Peltierelementen in den Fahrzeugsitzen im Cadillac XLR von General Motors zum Einsatz (Gentherm 2012). Der derzeit größte Einsatz von Peltierelementen findet in mobilen Kühlboxen statt, in denen entsprechend wenig Platz vorhanden ist und nur geringe Kühlleistung benötigt wird. Andere Einsatzgebiete sind zum Beispiel Raumfahrt, Militär (Panzer T-90S Modell 2006) und Medizintechnik. Der Einsatz der Thermoelektrik zur Erzeugung von Kälte und/oder Wärme benötigt keine Flüssigkeiten oder Gase und keine beweglichen Bauteile. Darüber hinaus lässt sich die Kühl-/Heizleistung von Peltierelementen elektrisch schnell regeln.

Wie schon zuvor angedeutet, hat das Peltierelement die Eigenschaft, bei einer elektrischen Bestromung an den gegenüberliegenden Flächen warme und kalte Temperaturen zu erzeugen. Für den Betrieb einer Wasser/Wasser-Wärmepumpe mit Peltierelementen werden diese auf beiden Seiten mit Kühlwasser durchströmt und können darüber auf der einen Seite die Wärme auf und auf der anderen Seite abgeben. Die Vorteile gegenüber einer konventionellen Wärmepumpe mit einem Kältemittelkreislauf liegen in der Unabhängigkeit vom eingesetzten Kältemittel, welches eine Diskussion bezüglich der rechtlichen Randbedingungen hinfällig macht. Des Weiteren ist der Einsatz eines Kältemittelverdichters nicht notwendig und entsprechend gilt dieses System als sehr geräuscharm. Durch den Einsatz eines Peltierelement-Moduls, bei dem viele Elemente in einer Reihe oder parallel angeordnet sind, ist eine freie Platzierung im Fahrzeugmotorraum und eine flexible Heiz- und Kühlleistungsanpassung (Skalierung) möglich. Ferner sind die Peltierelemente und somit das Peltierelement-Modul robust und frei von Wartungsarbeiten.

„Einer breiteren Anwendung der Thermoelektrik steht bislang entgegen, dass der Systemwirkungsgrad der Energiewandlung von thermischer zu elektrischer Energie typischerweise zwischen 2% und 7% beträgt, was durch eine nicht ausreichende Qualität der kommerziell verwendeten Materialien verursacht ist, aber auch den Verlusten im Modul und im System geschuldet ist.“ (König und Böttner n.d.: 8)

Die Nachteile eines solchen Systems zum Beheizen und Kühlen des Fahrgastraums liegen einerseits an den schlechten Wärmeübergangskoeffizienten des eingesetzten Kühlwassers, andererseits an den hohen Temperaturgradienten der Peltierelementflächen. Die Kühl- und Heizleistung ist abhängig vom geringen Temperaturdelta zwischen warmer und kalter Seite des Peltierelements. Im Kühlfall ist derzeit ein schnelles Ansprechverhalten (ähnlich dem einer Klimaanlage) zur Abkühlung des Fahrgastraums nicht möglich. Das hängt zum einen an den Kapazitäten des Kühlwassers, den Leitungen und der Pumpe und zum anderen an den Wirkungsgraden der Energiewandlung von elektrischer zu thermischer Energie. Diese Komponenten müssen erst durch die erzeugte Kälte von den Peltierelementen über das Medium Kühlwasser heruntergekühlt werden, um die angesaugte Luft über den Wasserwärmeübertrager abkühlen zu können. Der derzeitige COP einer konventionellen Klimaanlage mit Kältemittel wird nicht erreicht, was eine Einschränkung auf die Abkühlung des Fahrgastraums mit sich bringt. Zudem kann durch einen schlechten Abtransport der Wärme von der heißen Peltierelementenseite eine Beeinflussung der kalten Seite hervorgerufen werden. Daher ist ein großes Augenmerk auf die wasserseitigen Temperaturen und Volumenströme zu richten. Der Einsatz in einem alternativ angetriebenen Fahrzeug, bei dem auf Energieeffizienz geachtet werden muss, ist daher noch nicht möglich.

In der folgenden Tabelle werden die zuvor beschriebenen Heizkonzepte gegenübergestellt und ihre Vor- und Nachteile aufgezeigt. Des Weiteren wird die Einsatzmöglichkeit des jeweiligen Heizsystems im E-Fahrzeug dargestellt.

Tab. 2.1: Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile der Heizungsarten mit deren Kühlfunktion

Eigenschaften	Brennstoffheizer	Luft PTC	Wasser PTC	Wärmepumpe	Körpernahe Maßnahmen	Thermoelektrik
Heizen	+	+	0	++	+	+
Kühlen	--	--	--	++	-	+
Energieeffizienz	+	0	0	++	+	+
Umweltfreundlichkeit	0/--	++	++	++	++	++
Vergleich der Nutzungsmöglichkeit im E-Fahrzeug						
	0	+	+	++	++	++

Der obere Abschnitt aus Tabelle 2.1 beschreibt die Eigenschaften der einzeln aufgelisteten Heizkonzepte wie Heizen, Kühlen, Energieeffizienz und Umweltfreundlichkeit. Die Vorschläge bzgl. des Einsatzes zur Klimatisierung des Fahrgastraums in einem E-Fahrzeug werden im unteren Abschnitt der Tabelle beschrieben und beziehen sich auf die gezeigten Eigenschaften der selbigen Tabelle. Die Vorschläge beruhen auf dem Klimatisieren und Beheizen des Fahrgastraums unter den schon beschriebenen Aspekten. Die Umweltfreundlichkeit bei einem Brennstoffheizer ist auf den genutzten Kraftstoff („0“ = Ethanol und „--“ = Diesel) und die daraus resultierende CO₂-Bilanz bezogen.

Der Vergleich der Nutzungsmöglichkeit mit den aufgezeigten Heizkonzepten bezieht sich auf entsprechende Betriebsstrategien des E-Fahrzeugs.

Energieeffizienz

Der direkte Vergleich zwischen den Heizkonzepten und dem Einfluss auf die Reichweite von E-Fahrzeugen soll für die einzelnen Heizkonzepte messtechnisch ermittelt werden. Die sich daraus ergebenden Vor- und Nachteile (z.B. Heizleistung, Aufheizverhalten, usw.) werden anhand der Reichweite, bezogen auf ein E-Fahrzeug ohne jegliche Zusatzverbraucher (wie z.B. Licht, Heckscheiben-, Fahrgastraumbeheizung, usw.), beschrieben und miteinander verglichen (siehe Kapitel 4.4).

Kühlerjalousie als indirekte Heizmaßnahme

Die Kühlerjalousie sitzt im Frontend eines Fahrzeugs und befindet sich zwischen dem Stoßfänger und dem Kühler. Der Einsatz der Kühlerjalousie gilt bzw. galt vornehmlich als Verbesserung des $c_W \cdot A$ Werts, welcher eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs für das Fahrzeug bei höheren Geschwindigkeiten (Schlussfolgerung aus Emmelmann 1994: 110) zur Folge hat und somit einen Einfluss auf die Ermittlung des Normverbrauchs (Richtlinie 93/116/EG) des Fahrzeugs besitzt.

Im Artikel von Weinbrenner et al. (2010: 53) wird auf den Nebeneffekt der Kühlerjalousie in Bezug auf die Ausblastemperaturen in den Fahrgastraum eingegangen. Die Steigerung der Ausblastemperatur von 6K nach 30 Minuten (Weinbrenner, et al. 2010: S.54) gegenüber der Messung ohne diese Maßnahme, wurde nach der VDA 220 ermittelt. Durch die Integration der Kühlerjalousie wird die Durchströmung des Motorraums stark reduziert und in Verbindung mit der Unterbodenverkleidung werden die konvektiven Verluste der Verbrennungskraftmaschine und des Kühlwassers gemindert. Die sich aus der Maßnahme ergebende Heizleistungssteigerung hat einen direkten Einfluss auf ein schnelleres Aufheizen der Verbrennungskraftmaschine und fördert gleichzeitig die Reduzierung der Reibungsverluste und die damit einhergehende Verbrauchsreduzierung des Gesamtfahrzeugs. Der Einsatz in einem E-Fahrzeug hat den gleichen Effekt. Die Kühlerjalousie hat nur einen Einfluss auf die Heizleistungssteigerung, wenn das Fahrzeug umströmt wird (Fahrzeuggeschwindigkeit). Erwartungsgemäß verliert die Maßnahme Kühlerjalousie ihre Wirkung im Stand, da in diesem Fahrzustand eine geminderte bis keine Frontanströmung stattfindet.

2.4 Grundlagen einer Wärmepumpe

Im folgenden Abschnitt werden die Arten von Wärmepumpensystemen beschrieben, welche sich auf dem Markt befinden. Die Eigenschaften der Energiegewinnung und der Abgabe der Heizenergie des jeweiligen Wärmepumpensystems werden kurz beschrieben. Im Anschluss folgt ein grundsätzlicher Aufbau der Wärmepumpe für ein Kraftfahrzeug mit einer vereinfachten Darstellung des Kältemittelkreislaufs und eine Übersicht des Kältemittelkreisprozesses im logarithmischen p,h-Diagramm. In diesem werden die einzelnen Zustände des Kältemittelmediums im Verhältnis zur entsprechenden Kältemittelkomponente beschrieben. Es wird auf die Anforderungen eines Wärmepumpensystems in Bezug auf das komfortable Beheizen des Fahrgastraums in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen nach heutigen Gesichtspunkten eingegangen. Bezugnehmend auf die Kältemittelkreislaufkomponenten werden die verfügbaren Wärmequellen bei alternativ angetriebenen Fahrzeugen und deren Einbindung in den Kältemittelkreislauf aufgezeigt. Anhand der aufgezeigten Wärmepumpenarten, den Anforderungen, den Kältemittelkreislaufkomponenten sowie den verfügbaren Wärmequellen von E-Fahrzeugen, werden die Einsatzmöglichkeiten von Wärmepumpen im Pkw dargestellt.

2.4.1 Aufbau einer Luft/Luft-Wärmepumpe

Der Aufbau einer Wärmepumpe ist grundlegend an eine konventionelle Pkw-Klimaanlage angelehnt. Die Wärmepumpe ist unterteilt in den Kältemittelkreislauf und das Klimagerät. Der Kältemittelkreislauf stellt die benötigte Heiz- als auch Kühlleistung mit seinen Komponenten (Verdichter, Verdampfer, Kondensator und Drosselorgan) bereit. Die erzeugte Heizleistung wird über einen sogenannten Heizkondensator an den Fahrgastraum abgegeben, welcher sich im Klimagerät befindet. Der Heizkondensator kann anstelle des Wasserwärmeübertragers im Klimagerät positioniert werden.

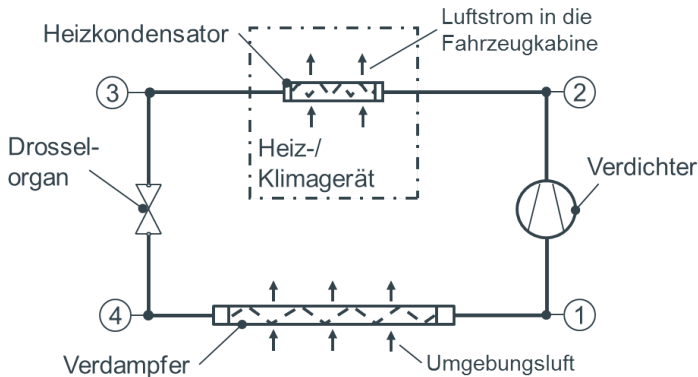


Abb. 2.6: Vereinfachter Aufbau einer Luft/Luft-Wärmepumpe

Abbildung 2.6 zeigt einen vereinfachten Aufbau einer Luft/Luft-Wärmepumpe (ohne Umschaltfunktion). Das gasförmige Kältemittel wird vom Verdichter angesaugt und auf ein hohes Druck- und Temperaturniveau verdichtet (vergleiche Abbildung 2.6 und 2.7, Punkt 1 → 2). Das heiße und unter hohem Druck stehende Kältemittel wird im Kondensator verflüssigt (vergleiche Abbildung 2.6 und 2.7, Punkt 2 → 3). Die abgeführte Wärmemenge, welche zur Aggregatzustandsänderung des Kältemittels vom gasförmigen in den flüssigen Zustand führt, wird über den Kondensator an die durchströmende Luft abgegeben. Die so erwärmte Luft gelangt in den Fahrgastraum.

Das flüssige und unter hohem Druck stehende Kältemittel wird über ein Drosselorgan entspannt (vergleiche Abbildung 2.6 und 2.7, Punkt 3 → 4). Das Druck- und Temperaturniveau nach dem Drosselorgan muss sich unterhalb der Umgebungstemperatur befinden, damit über den Verdampfer Energie aus der Umgebungsluft für den Kältemittelkreislauf entzogen werden kann. Der Verdampfer benötigt diese Energie zum Verdampfen des Kältemittels (vergleiche Abbildung 2.6 und 2.7 Punkt 4 → 1).

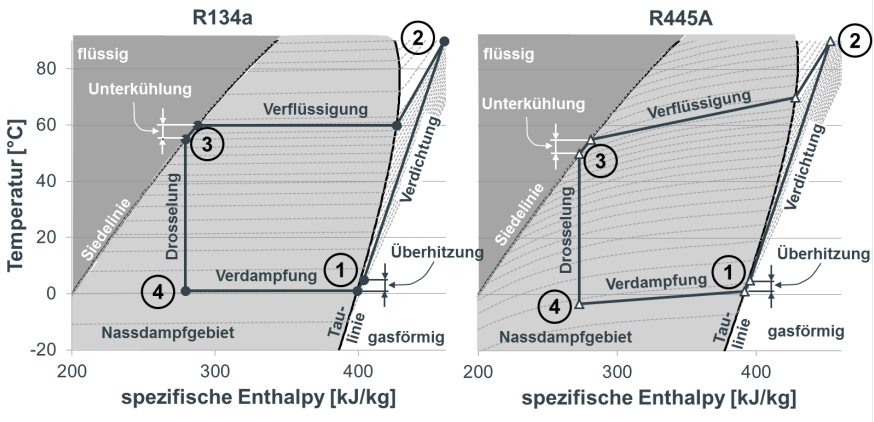


Abb. 2.7: Kältemittelkreisprozess einer Wärmepumpe im T,h-Diagramm für die beiden Kältemittel R134a und R445A

Die beiden T,h-Diagramme in Abbildung 2.7 stellen den thermodynamischen Kreisprozess des vereinfachten Kältemittelkreislaufs dar. Der vereinfachte Wärmepumpenkreislauf in Abbildung 2.6 dient als Grundlage für die beiden oben dargestellten T,h-Diagramme und dessen Beschreibung.

Mit dem Einsatz zeotroper Kältemittel R445A ändert sich die Darstellung vom T,h-Diagramm dahingehend, dass die Isotherme und die Isobare im Nassdampfgebiet nicht parallel verlaufen (Vergleiche R134a und R445A in Abbildung 2.7). „Das bedeutet während des Verdampfungsvorganges (wenn der Dampfgehalt im Verdampfer steigt), ändert sich die Zusammensetzung der siedenden Flüssigkeit. Diese Änderung der Zusammensetzung verursacht eine Änderung (einen Anstieg) der Siedetemperatur bei einem gegebenen Druck. Das heißt, während des Verdampfungsvorganges steigt die Temperatur bei konstantem Druck. Dieser Temperaturanstieg wird Temperaturgleit des Verdampfers genannt. Umgekehrt fällt die Kondensationstemperatur während des Verflüssigungsvorganges bei sinkendem Dampfgehalt (Temperaturgleit des Verflüssigers).“ (Schiessl Schweiz AG 2012: 14-15).

Die zur Darstellung der beiden T,h-Diagramme in Abbildung 2.7 verwendeten Stoffdaten für die Kältemittel R134a und R445A stammen aus der TILMedia 3.2.2 Datenbank.

2.4.2 Vier mögliche Wärmepumpenarten

Es gibt vier Wärmepumpenarten, die zu einem Einsatz im Fahrzeug kommen. Diese nutzen die Luft oder das Wasser als Energiequelle für den Kältekreislauf. Bei den vier genannten Wärmepumpenarten steht das erstgenannte Medium für die Wärmequelle (Energie wird an das Kältemittel abgegeben) und das zweite Medium für die Warmesenke (durch den Verdichtungsprozess erzeugte Heizenergie wird abgegeben).

1. Luft/Luft-Wärmepumpe
2. Luft/Wasser-Wärmepumpe
3. Wasser/Wasser-Wärmepumpe
4. Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe

Die Abgabe der erzeugten Heizenergie an das zweitgenannte Medium Wasser ist nachteilig, da ein zusätzlicher Wärmeübertrager an die Luft notwendig wird. In diesem Zusammenhang sind die Wärmedurchgangskoeffizienten der jeweiligen Wärmeübertragerpaare ausschlaggebend für den Gesamtwirkungsgrad des Wärmepumpensystems. Der Wärmedurchgangskoeffizient steht für den Wärmedurchgang mithilfe eines Temperaturunterschieds von dem 1.Fluid durch einen Festkörper bis zum 2.Fluid.

Die Nutzung der Energie aus der Luft und dem Wasser (Parallelbetrieb) kann vorteilhaft in Bezug auf das Vereisungsrisiko am Außenwärmeübertrager sein. Des Weiteren besteht die Möglichkeit einer Steigerung des Gesamtwirkungsgrads des Systems durch eine Erhöhung des Temperaturniveaus auf der Wasserseite, was zu einer Erhöhung des Saugdruckniveaus führt. Der Druck am Ansaugbereich des Verdichters beschreibt den Saugdruck. Mit der Erhöhung des Saugdruckniveaus verringert sich das zu erzeugende Druckverhältnis (Verhältnis von Hoch- zu Saugdruck) vom Verdichter, welcher wiederum eine geringere Leistung aufnimmt. Einhergehend mit der Erhöhung des Saugdruckniveaus steigt die Dichte des Kältemittels und der Kältemittelmassenstrom erhöht sich bei gleichbleibender Verdichterdrehzahl und Hubvolumen.

Der Einsatz von kombinierten Wärmepumpen, welche Luft und Wasser als Energiequelle zum Verdampfen des Kältemittels nutzen, ist in alternativ angetriebenen Fahrzeugen mit einem Kühlwasserkreislauf zur Kühlung der E-Traktionskomponenten geeignet. Das Temperaturniveau des Kühlwassers der E-Traktionskomponenten befindet sich auf einem sehr niedrigen Niveau und kann zur direkten Beheizung des Fahrgastraums nicht genutzt werden. Die Einbindung des Kühlwasserkreislaufs an den Kältemittelkreislauf bringt den Vorteil der Nutzung der Verlustenergie aus den E-Traktionskomponenten (wenn auch auf einem niedrigen Temperaturniveau) und

kann regelungstechnisch an das Thermomanagement vom Gesamtfahrzeug eingebunden werden. Die Aufsummierung der Abwärmemengen aus den E-Traktionskomponenten und die Nutzung der Umgebungsluft werden in den kommenden Kapiteln näher beschrieben.

2.4.3 Anforderungen an eine Wärmepumpe

Die Anforderung an eine Wärmepumpe liegt in der energieeffizienten Klimatisierung bei gleichbleibenden Komfortbedingungen, wie sie heutige gut beheizte und klimatisierte Pkws bereitstellen.

Das folgende Diagramm 2.8 beschreibt die dazu notwendigen Ausblastemperaturen und die entsprechenden Heizleistungen im stationären/eingeschwungenen Zustand in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur. Die Werte für die Ausblastemperaturen und Heizleistungen ergeben sich bei geringen Sonnenintensitäten und einer eingeschwungenen Fahrgastraumtemperatur von 22°C (Anzeige des Klimabedienteil), was einer realen Fahrgastraumtemperatur von $\approx 28^{\circ}\text{C}$ entspricht.

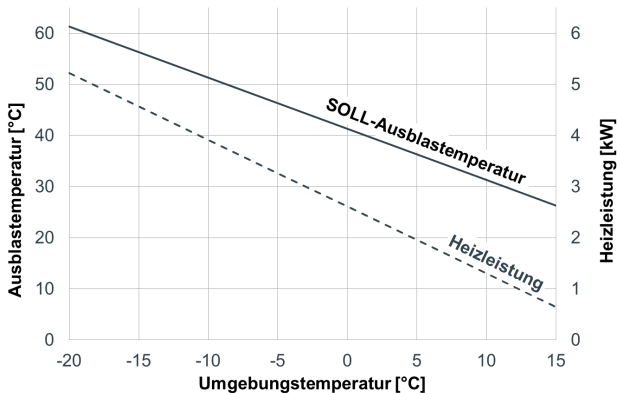


Abb. 2.8: Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Beheizung eines Pkw Fahrgastraums anhand der Ausblastemperatur und Heizleistung (Berechnung nach Jung et al. 2011: 397)

Die hohen Ausblastemperaturen bei tiefen Umgebungstemperaturen resultieren aus der Tatsache, dass durch die Konvektion und thermische Strahlung über die Fahrzeugscheiben und Karosserieteile ein Wärmestrom aus dem Fahrgastraum an die Umgebung abgegeben wird (siehe Jung et al. 2011: 397). Der abgegebene Wärmestrom an die Umgebung verstärkt sich im Fahrbetrieb bei der Umströmung des Fahrzeugs.

Die Höhe der abgegebenen Wärmemengen ist stark abhängig von den Scheiben- und Karosseriefächern, welche direkt an den Fahrgastraum grenzen. Des Weiteren besteht eine wichtige Abhängigkeit der Ausblastemperatur von der Klappenstellung des Klimageräts (Defrost, Mann & Fuß). Für die Einstellung zu den Aufheizmessungen wurde die VDA-220 herangezogen, um eine Vergleichbarkeit zu anderen Vermessungen von Fahrzeugen zu ermöglichen. Die Verteilung der Luft erfolgt in der VDA Aufheizung mit der Klappenstellung Defog (Defrost & Fuß).

2.4.4 Komponenten eines Wärmepumpen-Kältekreislaufs im Fahrzeug

Die verwendeten Komponenten für den Einsatz einer Wärmepumpe sind im Wesentlichen die gleichen, die in einer Standard-Klimaanlage genutzt werden. Darunter zählen der Verdichter, der Kondensator, der Verdampfer und das Drosselorgan. Der Unterschied zur konventionellen Klimaanlage liegt in der Verschaltung der Komponenten und im Betrieb des Kreislaufs.

Verdichter

Der Verdichter hat die Aufgabe, das gasförmige Kältemittel zu verdichten. Die Verdichtung des Kältemittels erfolgt vom Saugdruck (1) zum Hochdruck (2), welches in der Abbildung 2.7 dargestellt ist. Im Wärmepumpenkreislauf ist gegenüber einer konventionellen Klimaanlage ein höheres Druckverhältnis notwendig. Das Druckverhältnis (π) beschreibt das Verhältnis vom Eintritts- (p_e) zum Austrittsdruck (p_a), und wird wie folgt berechnet:

$$\pi = \frac{p_a}{p_e} \quad (2.1)$$

Bei einer Serienklimaanlage mit R134a als Kältemittel ist mit einem Druckverhältnis von 2,5 - 11 zu rechnen (siehe Anhang D Klimaanlage). Im Wärmepumpenfall ist ein Druckverhältnis von bis zu 25 bei R134a zu erwarten (siehe Anhang D Wärmepumpenfall). Das Druckverhältnis ergibt sich aus dem Saugzustand des Kältemittels, welches abhängig von der Umgebungstemperatur und der benötigten Heizleistung für den Fahrgastraum ist (siehe Abbildung 2.5).

Verflüssiger (Heizkondensator)

Der beschriebene Heizkondensator befindet sich in dem Klimagerät. Der in konventionellen Fahrzeugen verwendete Heizungswärmeübertrager wurde durch diesen ersetzt und übernimmt die Aufgabe der Wärmeabgabe. Die Wärmeabgabe erfolgt mithilfe der Kondensation des gasförmigen Kältemittels in einen flüssigen Zustand. Die luftseitige Temperaturspreizung über die Oberfläche des Wärmeübertragers des Heizkondensators ist abhängig von der Verschaltung der einzelnen Kältemittelpässe,

der Hochdrucklage, der Überhitzung und der Unterkühlung des Kältemittels. Durch eine optimierte Verschaltung der Kältemittelpässe im Heizkondensator ist eine Homogenisierung der luftseitigen Temperatur nach dem Heizkondensator möglich.

Verdampfer (Außenwärmeübertrager)

Der Verdampfer für den Wärmepumpenbetrieb sitzt im Frontend des Fahrzeugs. Dieser hat die Aufgabe, das flüssige Kältemittel mithilfe der Umgebungstemperatur zu verdampfen. Die Verdampfung des Kältemittels kann nur erfolgen, wenn sich die Temperatur des Kältemittels im Verdampfer auf einem niedrigeren Niveau im Vergleich zur Umgebungstemperatur befindet. Der Lamellenabstand am Verdampfer muss einen größeren Abstand gegenüber einem konventionellen Kondensator aufweisen. Der Abstand ist mit ausschlaggebend für die Vereisung des Außenwärmeübertragers. Wird dieser zu gering gewählt, kann durch Eisbildung an den Lamellen eine schnellere Vereisung der gesamten Oberfläche erfolgen. Das hat zum Nachteil, dass weniger Leistung aus der Umgebungsluft in den Kältemittelkreislauf überführt werden kann und somit die Heizleistung mit sinkendem Saugdruck einbricht.

Drosselorgan

Die Anforderungen an die einzusetzenden Drosselorgane in einer Wärmepumpe sind von der Wärmepumpenverschaltung, der Expansionsaufgabe und den möglichen Betriebsarten des Kältemittelkreislaufs abhängig. Die Wärmepumpenverschaltung gibt die notwendigen Querschnitte und die Durchflussrichtung (direktional oder bidirektional) der Drosselorgane vor. In Abhängigkeit von den Wärmepumpenverschaltungen und den notwendigen Betriebsarten werden die Anforderungen an die Drosselorgane festgelegt.

Bei umschaltbaren Wärmepumpenkreisläufen (Heiz- und Kühlanlage) werden vornehmlich elektronische Expansionsventile (EXV) verwendet. Diese haben durch ihren Freiheitsgrad der Querschnittseinstellung die Möglichkeit, Kältemittelkreislaufbereiche zu verschließen und können somit als Absperrventil genutzt werden. Darüber hinaus ist durch die freien Einstellmöglichkeiten des Nieder- und Hochdrucks sowie der Überhitzung und Unterkühlung eine situationsabhängige Kältemittelkreislaufregelung möglich und findet aus Effizienzgründen seine Verwendung im Wärmepumpenkreislauf.

Alternativ können auch Drosselblenden (engl. Orifices), temperatur- oder druckgesteuerte Expansionsorgane für Wärmepumpensysteme eingesetzt werden. Diese haben in Abhängigkeit von der Verschaltungs- und Betriebsart die Nachteile, dass sie keine Absperrfunktion besitzen und/oder keine Regelung der Unterkühlung und Überhitzung zulassen (Orifice). Des Weiteren können sie nur auf bestimmte Umgebungsbedingungen abgestimmt werden und lassen kein breites Spektrum des Einsatzes der Drosselorgane zu.

Kühlwasser/Kältemittel-Wärmeübertrager (Chiller)

Der Begriff des Kühlwasser/Kältemittel-Wärmeübertragers wird in dieser Arbeit als Chiller bezeichnet und ist als Plattenwärmeübertrager ausgeführt. Der Einsatz des Chillers erfolgt auf der Saugdruckseite und hat die Aufgabe, die aufsummierte Wärmemenge aus dem Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten dem Kältemittelkreislauf zur Verfügung zu stellen. Wie der Außenwärmeübertrager auf der Luftseite hat er die Aufgabe, das Kältemittel mithilfe des Kühlwassers zu verdampfen.

Darüber hinaus ist eine Anbindung an den Kühlwasserkreislauf der Batterie möglich, um die Abwärme im Wärmepumpenbetrieb zu nutzen bzw. diese im Klimabetrieb zu kühlen. Der Nutzen des Chillers ist limitiert hinsichtlich der zunehmenden kältemittelseitigen Druckverluste mit steigendem Kältemittelmassenstrom und der daraus resultierenden Kühlleistung. Es ist darauf zu achten, dass der saugseitige Druckverlust im Chiller nicht überproportional zur Leistungsaufnahme oder -abgabe aus dem Kühlwasserkreislauf ansteigt. Das Resultat eines tieferen Saugdrucks vor dem Verdichter bedeutet eine höhere Leistungsaufnahme durch Zunahme des Druckverhältnisses und führt somit zu einem ineffizienteren Betrieb des Kältemittelkreislaufs.

Alternativ zum eingesetzten Plattenwärmeübertrager besteht die Möglichkeit, einen Koaxial- Wärmeübertrager einzusetzen. Dieser ist durch seinen „Rohr in Rohr“-Aufbau von den kältemittel- und kühlwasserseitigen Druckverlusten günstiger, da das Kältemittel und Kühlwasser nicht mehrfach innerhalb der Komponente umgelenkt werden muss. Der Nachteil eines Koaxial- Wärmeübertragers gegenüber einem Plattenwärmeübertrager liegt im zusätzlich benötigten Bauraum, um die gleiche Leistung übertragen zu können.

2.4.5 Verfügbare Wärmequellen

Die verfügbaren Wärmequellen bei einem alternativ angetriebenen Fahrzeug setzen sich aus der Umgebung und dem Antriebsstrang zusammen.

Für die Umgebungsquellen seien hier die Nutzung der Wärme aus der Umgebungs-, Um- und die Abluft der Zwangsentlüftung des Fahrgastraums genannt. Die Wärmefaufnahme über die Zwangsentlüftung ist nicht Teil dieser Arbeit und wird nicht weiter vertieft.

Die Wärmequellen aus dem Antriebsstrang eines E-Fahrzeugs hängen von dem verwendeten Antriebs- und Kühlungskonzept ab. Zur Definition des E-Traktionsstrangs zählen folgende Komponenten:

- E-Maschine (EM)
- Gleichspannungswandler mit Leistungselektronik (LE)
- Ladegeräte (LG)

Beispielhaft für das Antriebskonzept ist die E-Maschine, welche sich als zentrale E-Maschine oder dezentrale Radnabenmotoren im Fahrzeug befinden können. Das Kühlkonzept kann am Beispiel der zentralen E-Maschine über einen Kühlkreislauf den Abwärmestrom nutzen. Die Nutzung des Abwärmestroms von dezentralen Radnabenmotoren ist nicht möglich, da es sich bei diesem Antriebskonzept meist um lüftgeköhlte E-Maschinen handelt, welche sich über den Fahrtwind kühlen.

Das Einsammeln der Abwärmequellen aus dem E-Traktionsstrang ist nur über einen Kühlwasserkreislauf möglich. Der beschriebene Kühlwasserkreislauf beinhaltet die EM, LE und das LG (Laden mit 230V einphasig oder 400 V dreiphasig). Die Reihenschaltung der drei beschriebenen E-Traktionskomponenten hängt von deren thermischen Lasten ab. Da die Leistungselektronik am höchsten belastet ist, sollte diese mit dem niedrigsten Kühlwassertemperaturniveau durchströmt werden. Danach wird das Ladegerät, welches nur beim Laden der Traktionsbatterie aktiv ist, durchströmt. Die letzte Komponente im Kühlkreislauf ist die EM, welche auch bei höheren Temperaturen betriebsfähig bleibt und einen hohen thermischen Speicher bietet.

Die Reihenschaltung der E-Traktionskomponenten hat den Vorteil, dass nur ein Chiller benötigt wird. Darüber hinaus wird nur eine Kühlwasserpumpe benötigt, um den Kühlwasservolumenstrom durch die Komponenten bereitzustellen. Das wiederum ist regelungstechnisch eine einfachere Aufgabe gegenüber der Einsammlung separater Wärmeströme aus der LE, dem LG und der EM über drei Chiller und entsprechende EXVs. Die sich damit ergebenden Kältemittelverlagerungen innerhalb des Kreislaufs sind durch das Einsammeln der Abwärmeströme über den Kühlwasserkreislauf auf ein Minimum reduziert.

2.4.6 Allgemeine Wärmepumpenregelung

Die Regelungsart für Wärmepumpen ist von der verwendeten Wärmepumpenart abhängig. Wie im Kapitel 2.4.2 aufgelistet, gibt es vier potenzielle Arten von Wärmepumpensystemen, welche in ein Kraftfahrzeug integriert werden können. Die Regelung der Wärmepumpe erfolgt in erster Linie nach der Heizleistungsanforderung.

Die Regelung stellt die Heizleistungsanforderung anhand der ihr möglichen Stellgrößen (Verdichterdrehzahl, Lüfter, Drosselorgan) des jeweiligen Wärmepumpenkreislaufs ein. Dies geschieht zum einen über den Verdichter, wo der Kältemittelvolumenstrom in Abhängigkeit von der Drehzahl eingestellt werden kann. Zum anderen geschieht dies über Querschnittsänderungen durch steuerbare Drosselorgane, um die Hoch- und Niederdrücke sowie die Unterkühlung und Überhitzung im Kältekreislauf einzuregulieren. Der Niederdruck bei einer Luft/Luft-Wärmepumpe wird durch die Umgebungstemperatur im Außenwärmeübertrager als Maximaldruck vorgegeben.

Um die Umgebungsluft als Wärmequelle nutzen zu können, wird ein tieferer Verdampfungsdruck (Sättigungstemperatur) am Außenwärmeübertrager benötigt, welcher über das Drosselorgan eingestellt wird. Durch die tiefere Temperatur zur Umgebung am Außenwärmeübertrager ist eine Regelung des Luftvolumenstroms mithilfe des Kühlerlüfters notwendig, damit die Luft nicht zu lange an der Oberfläche des Außenwärmeübertragers verweilt und die Vereisung der Lamellen vorantreibt. Eine Vereisung des Außenwärmeübertragers führt bei gleichbleibender Heizleistungsbereitstellung zu einem Nachregeln der Verdichterdrehzahl und zu einem sinkenden Kältemitteldruck auf der Saugseite. Das heißt, mit steigender Vereisung steigt die Differenz zwischen Verdampfungs- und Umgebungstemperatur an. Mit sinkender Verdampfungstemperatur nimmt die Vereisung zu und die Kältemitteldichte sowie der Massenstrom nehmen ab, was wiederum eine Reduzierung der Heizleistung zur Folge hat. Um ein Vereisen des Außenwärmeübertragers und der damit einhergehenden Heizleistungsreduzierung auszuschließen, muss zusätzlich das Temperaturverhältnis zwischen Umgebungs- und Kältemitteltemperatur geregelt werden.

2.4.7 Einsatzmöglichkeiten von Wärmepumpen in Pkws

Der Einsatz von Wärmepumpen ist prinzipiell in allen Fahrzeugklassen und Antriebskonzepten möglich.

Im Fall von konventionellen Antriebskonzepten wie Diesel- und Otto-Verbrennungskraftmaschinen ist es vorteilhaft, den vorhandenen Kühlwasserkreislauf zur Aufheizung des Fahrgastraums zu nutzen. Da die heutigen Verbrennungskraftmaschinen, speziell Diesel, immer effizienter werden, ist eine komfortable Aufheizung des Fahrgastraums ohne Zuheizmaßnahmen nicht mehr möglich. Eine mögliche Zuheizmaßnahme kann in diesem Fall eine Wasser/Wasser-Wärmepumpe bieten.

Bei alternativ angetriebenen Fahrzeugen als Hybridausführung ist eine Traktionsbatterie vorhanden, die die E-Maschine für den elektrischen Antrieb und den Elektroverdichter für die Klimatisierung mit Energie versorgt. Durch die Entkopplung des Verdichters vom Motor ist eine von der Motordrehzahl unabhängige Verdichter- und damit eine Heizleistungsregelung möglich. Von weiterem Nutzen ist der vorhandene Kühlwasserkreislauf der Verbrennungskraftmaschine, welcher im Fall einer Wasser/Wasser-Wärmepumpe genutzt werden kann. Der Vorteil dieser Wärmepumpenart ist die Nutzung des derzeitigen Heizungswärmeübertragers im Klimagerät. Des Weiteren ist die Nutzung der Wärmekapazität des Motorkühlkreislaufs möglich, da dieser eine hohe thermische Masse bietet und darüber hinaus koppelbar mit dem Kühler ist. Damit ist das System in der Lage, die Wärmemenge der Verbrennungskraftmaschine und der Umgebung zu nutzen. Bei der Wärmepumpenart Luft & Wasser/Luft kann der Kühlwasserkreislauf als Wärmequelle genutzt werden und

darüber hinaus kann über einen Außenwärmeübertrager Wärmestrom aus der Umgebung direkt in den Kältemittelkreislauf eingespeist werden. Der Nachteil liegt zum einen in der Regelungsabstimmung der beiden Verdampfer (Chiller und Außenwärmeübertrager) und zum anderen an der notwendigen Änderung des Klimageräts. Der Heizungswärmeübertrager muss in diesem Fall durch einen Heizkondensator ersetzt werden. Der Vorteil besteht hier, dass bei unzureichender Verdampfungsenergie aus der Umgebung oder dem Wasserkreislauf das jeweils andere Medium unterstützend als Wärmequelle genutzt werden kann.

2.5 Anforderungen an den Wärmepumpenkreislauf

Die Anforderungen an einen Wärmepumpenkreislauf in einem Fahrzeug bestehen vornehmlich in der Beheizung und Kühlung des Fahrgastraums. Bei dem Einsatz in einem Fahrzeug muss der Wärmepumpenkreislauf zwischen den beiden Betriebsarten „Heizen“ und „Kühlen“ umschaltbar sein. In Abhängigkeit von der Häufigkeit des Auftretens der Außentemperaturen über das Jahr müssen die Schalt- und Drosselorgane so konzeptionell konzipiert und verschaltet werden, dass sie am effizientesten für den Kältemittelkreislauf arbeiten. Diese Abhängigkeit beruht auf der Auslegung des Wärmepumpenkreislaufs und die möglichen elektrischen Einsparungspotentiale auf das Niedervolt-Bordnetz des Fahrzeugs. Das Niedervolt-Bordnetz wird über die Leistungselektronik mithilfe der Traktionsbatterie versorgt.

Der Betrieb des Wärmepumpenkreislaufs im Heizmodus ist in den Bereichen zwischen -5°C und 5°C kritisch. Der Außenwärmeübertrager kann in diesem Temperaturspektrum bei zu großen Unterschieden zwischen der Oberflächentemperatur des Außenwärmeübertragers (Kältemitteltemperatur) und der Umgebung zum Vereisen führen. Die Regelung der Temperaturdifferenz zwischen Kältemittelintrittstemperatur in den Außenwärmeübertrager und der Umgebungstemperatur wird in dieser Arbeit als Medien-Temperaturdifferenz (MTD) bezeichnet. Die MTD wird durch einen Temperatursensor in der Umgebung und Drucksensoren im Kältemittelkreislauf detektiert, um eine Vereisung des Außenwärmeübertragers ausschließen zu können. Kommt es zu einer Vereisung des Außenwärmeübertragers, müssen Alternativen bezüglich Abtauung bei gleichzeitigem Halten der Komforttemperatur des Fahrgastraums bereitgestellt werden. Die notwendigen Maßnahmen leiten sich aus den jeweiligen Wärmepumpenarten ab.

Der Einsatz einer Wärmepumpe in einem Fahrzeug ist eine Herausforderung durch den sich nicht einstellenden stationären Zustand. Die Schwankungen der Umgebungsbedingungen, welchen das Fahrzeug ausgesetzt ist, werden bei einem nicht gut abgestimmten Wärmepumpenkreislauf mit seinen Komponenten im Fahrgastraum durch

den Passagier wahrgenommen. Derzeit eingesetzte Systeme in konventionellen Antriebskonzepten regeln die Ausblastemperatur mit der Temperaturklappe vor dem Heizungswärmetauscher im Klimagerät (siehe Abbildung 2.9: Position des Heizkondensators) oder über Absperrventile im Kühlwasservorlauf. Die Temperaturklappe hat die Aufgabe, die Luft nach dem Verdampfer situationsabhängig über den Wärmeübertrager und/oder daran vorbei zu leiten. Im Fall einer Wärmepumpe ist das Regeln der Heizleistung über die Temperaturklappe möglich. Findet bei einem reduzierten Temperaturklappenwinkel keine Drehzahlabsenkung am Verdichter statt, wird unnötig Heizleistung erzeugt. In diesem Fall wird die Temperaturklappe bei einer Wärmepumpe zu 100% geöffnet und die Regulierung der Heizleistung erfolgt mithilfe der Verdichterdrehzahl und der Drosselorgane.

Für die Nutzung des Klimaanlagebetriebs ist ein Umschalten der Kältemittelflussrichtung des Wärmepumpenkreislaufs (siehe Abbildung 2.5) notwendig.

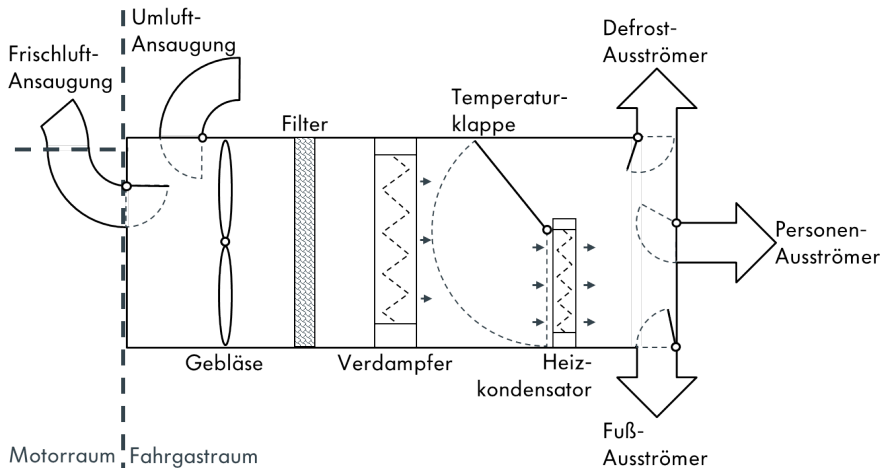


Abb. 2.9: Schematische Darstellung des Klimageräts und des Luftpfads im Heizfall mit 100% Frischluftansaugung, 100% geöffneter Temperaturklappe sowie integriertem Heizkondensator für den Wärmepumpeneinsatz und Darstellung der Ansaug- und Ausströmpunkte

Die Abbildung 2.9 stellt den schematischen Aufbau eines Klimageräts dar. Die Luft wird dem Klimagerät über das Gebläse durch die Frischluft- und/oder die Umluft-Ansaugung zugeführt. Die Stellung der Umluft- und Frischluftklappe gibt das Verhältnis der Zusammensetzung der angesaugten Luft vor dem Gebläse an. Die angesaugte Luft wird über den Filter zum Verdampfer geleitet und hier in Abhängig-

keit von der Umgebungstemperatur und des Betriebsfalls abgekühlt und gegebenenfalls entfeuchtet oder nur durchströmt. Im Anschluss wird der Heizkondensator mit der entfeuchteten und abgekühlten Luft im sogenannten „Reheat“ oder mit der unconditionierten Umgebungsluft im Heizbetrieb durchströmt. Im Klimabetrieb wird der Heizkondensator über die Temperaturklappe luftseitig abgeschaltet und die Luft strömt am Heizkondensator über einen sogenannten Bypasskanal vorbei. Nach dem Passieren des Heizkondensators beziehungsweise des Bypasskanals wird die konditionierte Luft situationsabhängig über die Klappen der Fuß-, Personen- und Defrost-Ausströmer dem Fahrgastraum bereitgestellt.

2.5.1 Innenraumbeheizung

Die Beheizung des Fahrgastraums erfolgt über die Einstellung am Klimabedienteil. Das Klimabedienteil dient dem Passagier zur Einstellung der gewünschten Fahrgastraumtemperatur. Als Beispiel für die Funktion wird die Einstellung 22°C beschrieben.

Mit der Einstellung 22°C wird die gewünschte Fahrgastraumtemperatur vorgegeben. Liegt bei Fahrtantritt die Fahrgastraumtemperatur unterhalb von 22°C, wird der Fahrgastraum beheizt. Das heißt, der Kältekreislauf wird in den Wärmepumpenbetrieb versetzt und die Temperaturklappe im Klimagerät wird zu 100% geöffnet. Entsprechend der benötigten Heizleistungsanforderung (Fahrgastraumtemperatur = 22°C) werden die Komponenten Verdichter, Drosselorgane und Lüfter am Außenwärmeübertrager in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen angefahren. Durch das schnelle Ansprechverhalten des Kältemittelkreislaufs wird eine verkürzte Aufheizung des Fahrgastraums ermöglicht. Bei Erreichen der gewählten Fahrgastraumtemperatur von 22°C, werden die Verdichterdrehzahl, die Querschnitte der Drosselorgane und die Lüfterleistung entsprechend der notwendigen Ausblastemperatur angepasst. Das bedeutet, nach dem Konditionieren des Fahrgastraums auf die Wunschtemperatur erfolgt eine Leistungsreduzierung am Verdichter und Lüfter entsprechend der Fahrzeug- und Umgebungsbedingungen.

2.5.2 Innenraumkühlung

Für die Innenraumkühlung des Fahrgastraums muss die Wunschtemperatur wie in der Innenraumbeheizung (Kapitel 2.5.1) durch den Passagier vorgegeben werden. Entsprechend der Vorgabe durch das Klimabedienteil werden die Klappenstellungen im Klimagerät und der Kältekreislauf auf den Klimabetrieb eingestellt. Die Umschaltung des Kältekreislaufs auf den Klimabetrieb erfolgt mithilfe elektrisch ansteuerbarer Umschalt- und Expansionsventile. Im Klimabetrieb wird die Hochdruckseite des Kältemittels an den Außenwärmeübertrager geleitet und über ein Drosselorgan in den

Verdampfer expandiert. Der Verdampfer sitzt in dem Klimagerät (siehe Abbildung 2.9) und entzieht der durchströmenden Luft Wärme und sorgt so für die Verdampfung des Kältemittels. Beim Entzug der Wärme aus der Luft über den Verdampfer wird die angesaugte Luft zusätzlich entfeuchtet. Die Leistung der Abkühlung des Fahrgastraums ist abhängig von den Umgebungsbedingungen (Temperatur, Feuchte und Sonnenintensität) und den Einstellungen am Klimabedienteil durch den Passagier. Die Kühlleistung setzt sich aus einem latenten (Entfeuchtung) und sensiblen (Abkühlung) Teil zusammen.

2.5.3 Batteriekonditionierung

Die Batteriekonditionierung ist ein großes Thema in Bezug auf die Reichweite des Fahrzeugs und der Lebensdauer der Batterie. Die Batteriekapazität ist stark von den Zelltemperaturen und bei langen Standzeiten ohne Ladevorgang von der Umgebungstemperatur abhängig. Die sogenannte „Wohlfühltemperatur“ der Batteriezellen hängt von dem Aufbau und dem eingesetzten Material zur elektrischen Energiespeicherung ab.

Notwendig sind Batterietypen für den Fahrzeugeinsatz, die ihre „Wohlfühltemperatur“ in einem breiten Temperaturspektrum vorweisen können, wo eine hohe Lebensdauer und geringe Wirkungsgradverluste gewährleistet sind. Fahrzeuge können Umgebungstemperaturen zwischen -40°C und 50°C ausgesetzt sein und so müssen Speichermedien eingesetzt werden, die diese Randbedingungen abdecken. Die derzeit eingesetzten Speichermedien decken den Temperaturbereich ab, allerdings mit Einschränkungen in der Lebensdauer und den Wirkungsgraden. In der Flottenerprobung „Fleets Go Green“ wird die Alltagstauglichkeit und das Nutzungsverhalten von E-Fahrzeugen und deren Rückwirkungen auf das Stromnetz sowie die Kopplung an erneuerbare Energieträger bewertet. Darüber hinaus sollen thermische, elektrische und mechanische Komponenten- und Gesamtfahrzeugmodelle erstellt und validiert werden (NFF 2012: 2).

2.6 Stand der Technik und der Wissenschaft

Wärmepumpensysteme haben sich in der Gebäudetechnik etabliert. In diesem Bereich gibt es die schon im Unterkapitel 2.4.2 beschriebenen Systeme. Die Vor- und Nachteile der einzelnen Systeme wurden entsprechend aufgelistet und auf E-Fahrzeuge projiziert.

Mit dem Aufkommen von E-Fahrzeugen und den Reichweiteneinschränkungen bei tiefen Umgebungsbedingungen wird sich in der Automobilindustrie vermehrt mit der Wärmepumpe als energieeffizientes Heizsystem für den Fahrgastraum beschäftigt. In den folgenden Abschnitten sollen drei Heizsysteme erläutert werden:

1. Toyota, Luft/Luft-Wärmepumpe im PlugIn Hybrid Vehicle (Kältemittel R134a) (Toyota 2010)
2. Ixetic, Wasser/Wasser-Wärmepumpe im E-Fahrzeug (Kältemittel R744) (ixetic 2011)
3. Mitsubishi Heavy Industry, Luft/Luft-Wärmepumpe (Kältemittel R134a) (MHI 2011)

Bei dem Wärmepumpensystem von Toyota, welches in einem Flottenversuch 2010 in dem Toyota Prius PHEV zum Einsatz kam, handelt es sich um eine Luft/Luft-Wärmepumpe. Das verwendete Wärmepumpensystem wird in einem Bereich oberhalb von 0°C betrieben. Die Betriebsstrategie des Gesamtfahrzeugs ist dahingehend ausgelegt, dass die reine Verbrennungskraftmaschine mit Abgaswärmeübertrager und das luftseitige 12 V PTC (1 kW elektrischer Leistung) bei einer Beheizung des Fahrgastraums unterhalb von 0°C angefordert wird. Die Wärmepumpe wird unterhalb von 0°C nicht zum Beheizen des Fahrgastraums genutzt. In dem Wärmepumpenkreislauf kommen unregelmäßige Expansionsorgane zum Einsatz, die eine situationsabhängige Regelung des Außenwärmeübertragers nicht zulassen. Des Weiteren kann davon ausgegangen werden, dass der Betrieb einer Wärmepumpe mit einem Außenwärmeübertrager unterhalb von 0°C zum Vereisen neigt und daher ausgeschlossen wird.

Die Anbindung der Wärmepumpe an den Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten wurde bei der Firma ixetic mit ihrer CO_2 -Wärmepumpe umgesetzt. Bei diesem Wärmepumpensystem handelt es sich um eine Wasser/Wasser-Wärmepumpe. Die zur Energiesummierung in Reihe geschalteten Komponenten sind der Hauptwasserkühler, die EM, die LE und ein von Kühlwasser umströmter Verdichter von ixetic (ixetic 2011). Die aufsummierte Abwärmeleistung der E-Traktionskomponenten und der Umgebung (Hauptwasserkühler) beträgt in dem vermessenen Mitsubishi iMev ohne wassergekühlten E-Verdichter rund 1,89 kW bei einer Umgebungstemperatur

von -7°C . Die zusätzliche Abwärmeleistung des mit Wasser gekühlten Verdichters beträgt rund 0,57 kW, was eine summierte Gesamtleistung von 2,46 kW bedeutet (ixetic 2011: 8). Die aufsummierte Gesamtabwärme der verfügbaren Wärmequellen wird über einen Kältemittel/Kühlwasser-Wärmeübertrager (Verwendung als Verdampfer) an das Kältemittel übergeben. Auf der Hochdruckseite des Kältemittelkreislaufs wird die erzeugte Heiz-Energie über einen zweiten Kältemittel/Kühlwasser-Wärmeübertrager (Verwendung als Gaskühler) an das durchströmende Kühlwasser übergeben. Der Nachteil dieses Systems ist durch die Kombination des eingesetzten Kältemittels CO_2 und des Wärmepumpensystems zu sehen. Durch die geringen Wasservolumenströme durch den Kältemittel/Kühlwasser-Wärmeübertragers (Gaskühler) werden große Temperaturspreizungen im Kältemittel (R744) erzeugt und somit eine Stabilisierung des Kältemittelkreisprozesses mit geringem Energieaufwand möglich. Der damit verbundene geringe Wasservolumenstrom ($< 2 \text{ l/min}$) über den Kältemittel/Kühlwasser-Wärmeübertrager (Gaskühler) hat zur Folge, dass bei derzeit verbauten Heizungswärmeübertragern im Klimagerät (siehe Abbildung 2.9) eine große Temperaturspreizung luftseitig auftritt. Mithilfe einer größeren Austauschfläche des Heizungswärmeübertragers kann solch ein Nachteil kompensiert werden, allerdings ist der verfügbare Bauraum unterhalb der Schalttafel des Fahrzeuginnenraums begrenzt und kann nach heutigem technischen Stand nicht zum Einsatz kommen.

Die Vorteile eines vorkonditionierten Kühlwasserkreislaufs und der Speicherung der Abwärmemenge des Ladevorgangs in der E-Maschine in Bezug auf die Reichweite des E-Fahrzeugs wurden in der wissenschaftlichen Literatur durch Schedel et al. 2013 für Hybridfahrzeuge auf der DKV-Tagung vorgestellt. Dort erfolgt die Anbindung des Kältemittelkreislaufs an den Kühlwasserkreislauf der Verbrennungskraftmaschine, welche bei einem E-Fahrzeug nicht vorhanden ist. Des Weiteren wurde durch F. Schüppel auf der 2. VDI-Fachkonferenz „Thermomanagement für elektromotorisch angetriebene PKWs“ die Möglichkeit der Abwärmenutzung der E-Traktionskomponenten beschrieben, aber deren Einsatz für Wärmepumpen nicht weitergehend untersucht.

Das Konzept von Mitsubishi Heavy Motors besitzt als Grundlage eine Luft/Luft-Wärmepumpe mit der zusätzlichen Option der Energierückgewinnung aus dem Innenraum über ein separates Klimagerät. Verglichen wurde dieses System mit einem konventionell ausgestatteten E-Fahrzeug mit wasserseitigem Hochspannungsheizer. Die Fahrgastraumtemperatur wurde in den beiden Heizkonzepten mithilfe des automatischen Klimabedienteils auf 25°C eingeregelt. Des Weiteren wird darauf hingewiesen, dass beim Einsatz einer Luft/Luft-Wärmepumpe mit einem Außenwärmeübertrager eine Enteisungsstrategie gefahren werden muss. Am Ende kommt Mitsubishi Heavy Industries zur Schlussfolgerung, dass eine Kombination aus Luft und Wasser als verfügbare Energiequelle für die Wärmepumpe das effizienteste und für den Innenraum komfortabelste System darstellt (MHI 2011: 32).

3 Beheizen des Fahrgastraums mit unterschiedlichen Heizkonzepten

Im folgenden Kapitel werden die zwei am häufigsten verwendeten Möglichkeiten der Beheizung des Fahrgastraums von einem E-Fahrzeug beschrieben (Brennstoffzuheizer und elektrischer Kühlwasserzuheizer). Der Vergleich von den beiden möglichen Beheizungsvarianten, welche messtechnisch nach der VDA-Aufheizmessung verglichen werden, wird mit einem Fahrzeug der Kompaktklasse durchgeführt.

Im Kapitel 3.1 wird die Heizleistungsregelung beschrieben und die Einstellung am Klimabedienteil für die durchgeführten Messungen erläutert.

In einer ersten Aufheizmessung wird der Fahrgastraum ausschließlich mit einem Kraftstoffheizer (Kapitel 3.2) beheizt. Der Kraftstoffheizer ist direkt mit dem Heizungswärmeübertrager über den Kühlwasserkreislauf verbunden.

In der zweiten Aufheizmessung wird der Fahrgastraum eines E-Fahrzeugs der gleichen Fahrzeugklasse (wie bei der konventionellen Beheizungsvariante) mithilfe eines kühlwasserseitigen Hochvoltheizers beheizt (Kapitel 3.3). Der elektrische Hochvolt-heizer befindet sich auch, wie im ersten Versuchsaufbau beschrieben (Kapitel 3.2), in direkter Verbindung mit dem Heizungswärmeübertrager über den Kühlwasserkreislauf.

Anhand der durchgeführten Messungen erfolgt ein direkter Vergleich der beiden Heizkonzepte in der gleichen Fahrzeugklasse. Darüber hinaus wird verglichen, welche der beiden Heizkonzepte die DIN 1946-3: 2006-07 einhalten und das Minimum der akzeptablen Beheizung des Fahrgastraums erreichen.

3.1 Regelung der Heizleistung

Die Heizleistungsregelung der vermessenen Heizkonzepte erfolgt mithilfe der IST-Ausblastemperatur zur eingestellten Fahrgastraumtemperatur über die SOLL-Ausblastemperatur am Klimabedienteil. Zur Ermittlung der IST-Ausblastemperaturen am Gerät sind Temperatursensoren an den Ausgängen des Klimageräts (Defrost-, Personen- und Fußausströmer) installiert.

Die Abbildung 3.1 zeigt die Abregelung der Ist-Ausblastemperatur (schwarze Linie) anhand der ermittelten Fahrgastraumtemperatur (grau gestrichelte Linie) und Soll-Ausblastemperatur (graue Linie) für eine VDA-Aufheizmessung.

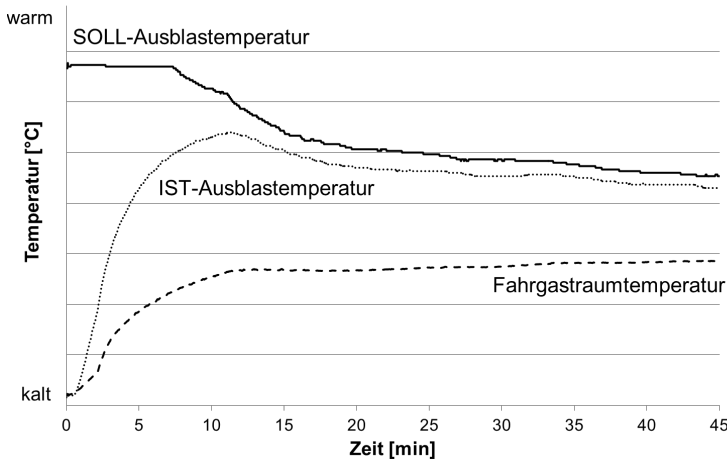


Abb. 3.1: Darstellung der Regelung der IST-Ausblastemperatur anhand der Fahrgastraumtemperatur und der SOLL-Ausblastemperatur bei den VDA-Aufheizmessungen in Frischluft zu den unterschiedlichen Heizkonzepten

Die SOLL-Ausblastemperatur wird bei einem durchgekühlten Fahrgastraum nach dem Start auf einen Maximalwert (warm) gesetzt. Das dient der Regelung zum schnellstmöglichen Aufheizen des Fahrgastraums. Die IST-Ausblastemperatur versucht schnellstmöglich die SOLL-Ausblastemperatur zu erreichen und ihr im Anschluss zu folgen. Durch die ansteigende IST-Ausblastemperatur erhöht sich die Fahrgastraumtemperatur. Mit der Tendenz des Anstiegs und des Erreichens der eingestellten Fahrgastraumtemperatur wird die SOLL-Ausblastemperatur reduziert. Die erhöhte SOLL-Ausblastemperatur bis zum Erreichen des annähernd stationären Zustands (Ende der Messung) ist dem kalten Fahrgastraum mit den Wärmekapazitäten der angrenzenden Komponenten geschuldet. Das weitere Reduzieren der IST-Ausblastemperatur ab der 30. Minute erfolgt durch den Fahrzeugstillstand und der damit eingestellten Luftumströmung des Fahrzeugs. Es wird weniger Wärme über Konvektion und thermische Strahlung der Fahrzeugscheiben und Karosserieteile an die Umgebung abgegeben. Durch den Anstieg der Fahrgastraumtemperatur wird die SOLL-Ausblastemperatur reduziert und die IST-Ausblastemperatur folgt dieser Forderung. Somit wird die Fahrgastraumtemperatur für die unterschiedlichen Randbedingungen, wie Fahrzeuggeschwindigkeit und Temperaturschwankungen der Umgebung, konstant gehalten.

Für die folgenden Aufheizmessungen des Kraftstoffheizers und dem wasserseitigen Hochvoltheizer wurden die Klimabedienteileinstellungen „AUTO 22°C“, „Defog (Fuß/Defrost)“ und „Umluftklappe geschlossen (100% Frischluft)“ vorgenommen. Diese Einstellungen am Klimabedienteil entsprechen den Vorgaben aus der VDA-220 „Standardaufheizmessung für PKWs mit 1 und 2 Sitzreihen bei Niedriglastfahrzustand 50 km/h, ebener Straße und Kaltstarttemperatur von -20°C“ (VDA 2005).

Der Start der Messung erfolgt mit einer Gebläsespannung von 3,7 V. Nach Erreichen einer Kühlwassereintrittstemperatur in den Heizungswärmeübertrager von 60°C wird das Gebläse auf eine Gebläsespannung von 6,3 V eingestellt. Diese Randbedingungen gelten für die Heizkonzepte, welche einen Heizungswärmeübertrager zur Wärmeabgabe an die einströmende Luft in den Fahrgastraum nutzen.

Bei den Messungen zur Bestimmung des Aufheizverhaltens des Fahrgastraums sind die Ausströmer so ausgerichtet, dass die Messstellen nicht direkt vom Luftstrahl angeströmt werden (DIN 1946-3 2006-07: 11).

3.2 E-Fahrzeug mit reinem Kraftstoffheizer

In diesem Versuchsaufbau erfolgt die Aufheizung des Fahrgastraums mithilfe eines Kraftstoffheizers. Dabei handelt es sich um die gleiche Komponente, wie sie bei Verbrennungskraftmaschinen als Kraftstoffzuheizer verwendet werden. Hier fungiert dieser als alleiniger Heizer und wird somit als Kraftstoffheizer bezeichnet.

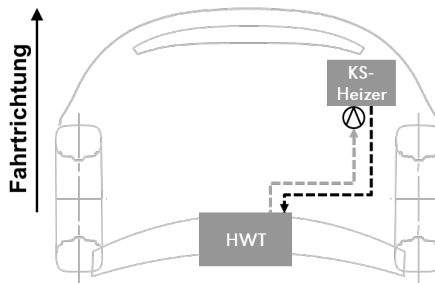


Abb. 3.2: Darstellung der Kühlwasserverschaltung vom Kraftstoffheizer zum Heizungswärmeübertrager (HWT) und deren Platzierung im Motorraum/Fahrgastraum sowie der Verschlauchungslängen von der Wärmequelle bis zur -Senke

Die Abbildung 3.2 stellt die Kühlwasserverschaltung des reinen Kraftstoffheizers dar. Das durch den Kraftstoffheizer aufgeheizte Kühlwasser wird zum Heizungswärmeübertrager (HWT) gefördert und gibt dort die Wärme an die einströmende Luft

in den Fahrgastraum ab. Das abgekühlte Kühlwasser wird über die Kühlwasserpumpe zurück zum Kraftstoffheizer gefördert. Mit dem konstanten Aufheizen des Kühlwasserkreislaufs durch den Kraftstoffheizer steigt die Austrittstemperatur am Heizungswärmeübertrager und die Eintrittstemperatur am Kraftstoffheizer.

In der Abbildung 3.3 ist das Regeln des Kraftstoffheizers dargestellt. Im Bereich der abfallenden Linien (Beginn der Standphase) findet eine Abregelung des Kraftstoffheizers statt.

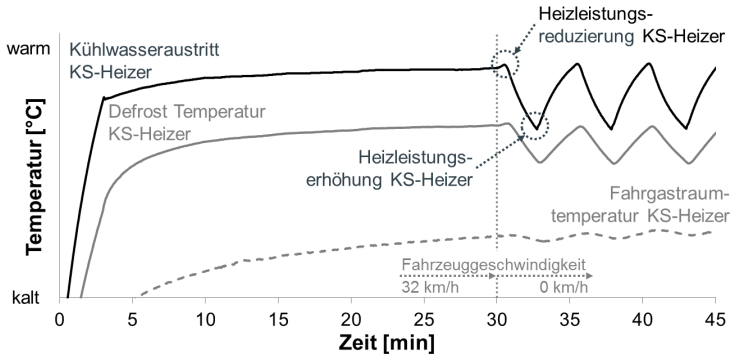


Abb. 3.3: Darstellung der Aufheizmessung mit einem Kraftstoffheizer (KS-Heizer) nach VDA-220 bei Umgebungstemperatur -10°C

Der eingesetzte Kraftstoffheizer besitzt lediglich zwei Leistungsstufen. Die erste Leistungsstufe bedeutet Volllast (100%) und Stufe zwei Teillast (50%). Die Umschalttemperatur von Volllast auf Teillast erfolgt ab einer Temperatur im Kraftstoffheizer von 84°C . Die Messung erfolgt mittels eines Temperaturfühlers innerhalb des Kraftstoffheizers. Das Schalten von Teil- auf Volllast erfolgt bei einer Temperatur innerhalb des Heizers von 64°C .

In der Abbildung 3.4 ist die Aufheizmessung des Fahrgastraums bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen für 15 Minuten und 30 Minuten in Säulenform dargestellt. Die hellgrauen Säulen stehen für die Fahrgastraumtemperaturen nach 15 Minuten und die dunkelgrauen Säulen für die Fahrgastraumtemperatur nach 30 Minuten.

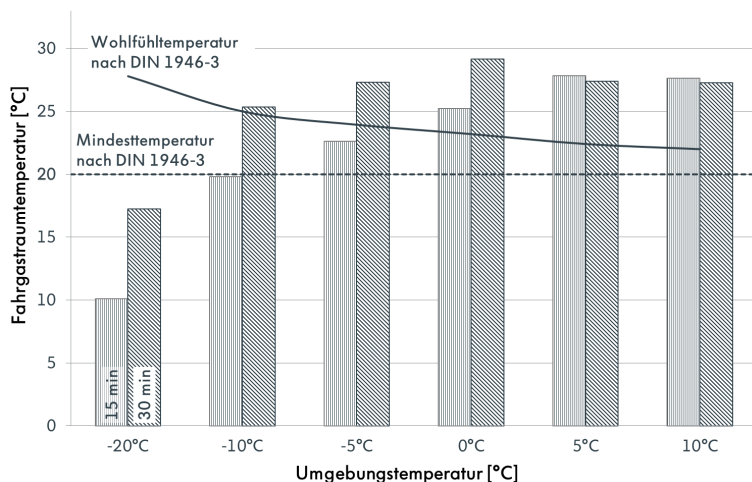


Abb. 3.4: Darstellung der experimentell ermittelten Fahrgraumtemperaturen (nach VDA-220) für einen Kraftstoffheizer nach 15 und 30 Minuten in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur und dem Vergleich mit den Wunsch- und Mindesttemperaturen nach DIN 1946-3

Die Mindesttemperatur von 20°C nach 30 Minuten, welche laut DIN 1946-3: 2006-07 erreicht werden soll, ist als gestrichelte Linie in das Diagramm eingetragen. Darüber hinaus ist die gewünschte Fahrgraumtemperatur in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur nach 30 Minuten dargestellt.

Der Kraftstoffheizer erreicht bis einschließlich einer Umgebungstemperatur von -10°C die Anforderung der Mindesttemperatur aus der DIN 1946-3: 2006-07. Bei einer Umgebungstemperatur von -20°C erreicht dieser die Vorgaben nicht mehr. Anhand der Fahrgraumtemperaturdifferenz zwischen den Umgebungstemperaturen von -10°C und -20°C kann davon ausgegangen werden, dass bei -15°C die Vorgaben mit dem Kraftstoffheizer erreicht werden können. Für den Einsatz bei Umgebungstemperaturen unterhalb von -15°C ist eine Zuheizmaßnahme notwendig, die das Heizleistungsdefizit ausgleicht. Das kann z.B. in Form eines luftseitigen PTC-Zuheizers im Klimagerät gewährleistet werden.

3.3 E-Fahrzeug mit einem wasserseitigen Hochvoltheizer

Das vermessene E-Fahrzeug ist ein Fahrzeug der Kompaktklasse, welches mit einem wasserseitigen Hochvoltheizer zur Fahrgraumaufheizung ausgestattet ist. Der

Hochvoltheizer ist direkt mit dem Heizungswärmeübertrager des Klimageräts über die Kühlwasserleitungen verbunden (siehe Abbildung 3.5).

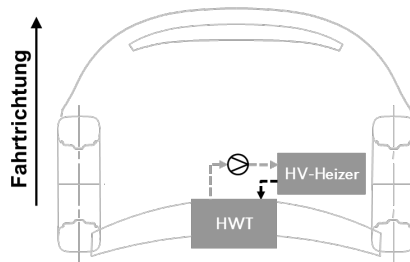


Abb. 3.5: Darstellung der Kühlwasserverschaltung vom Hochvoltheizer (HV-Heizer) zum Heizungswärmeübertrager (HWT) und deren Platzierung im Motorraum/Fahrgastraum sowie die kurzen Verschlauchungslängen von der Wärmequelle bis zur -Senke

Die elektrische Regelung des Hochvoltheizers erfolgt über das Zu- und Abschalten der integrierten PTC-Bausteine (Erläuterung siehe 2.3 für „elektrischer PTC-Zuheizer luftseitig“). Des Weiteren wird der Kühlwasservolumenstrom über eine Kühlwasserpumpe geregelt. Die Regelung des Heizers erfolgt mithilfe eines internen Kühlwassertempersensors wie bei dem Kraftstoffheizer.

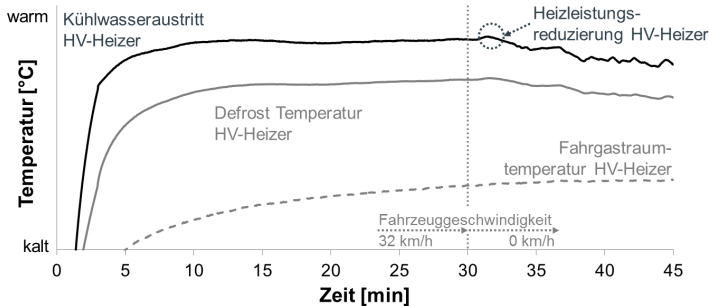


Abb. 3.6: Darstellung der Aufheizmessung mit einem Hochvoltheizer (HV-Heizer) nach VDA-220 bei Umgebungstemperatur -10°C

Die Abbildung 3.6 stellt den Aufheizverlauf des Fahrgastraums nach der VDA-Richtlinie 220 dar. Dargestellt sind die Kühlwasseraustrittstemperatur am Hochvoltheizer, die Defrostausrömer- und die Fahrgastraumtemperatur im zeitlichen Verlauf.

Die Kühlwassertemperatur am Austritt des Hochvoltheizers wird situationsabhängig gut geregelt, wie in der Abbildung 3.6 dargestellt ist. Der Vorteil der situationsabhän-

gigen Regelung der PTC-Bausteine ist deutlich an der nicht schwankenden Ausblas- und Fahrgastraumtemperatur zu sehen.

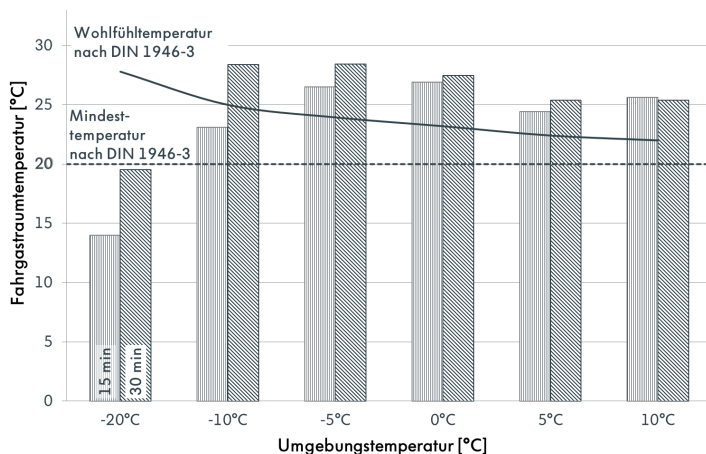


Abb. 3.7: Darstellung der experimentell ermittelten Fahrgastraumtemperaturen (nach VDA-220) für einen Hochvoltheizer nach 15 und 30 Minuten in Abhängigkeit von den Umgebungstemperaturen und dem Vergleich mit den Wunsch- und Mindesttemperaturen nach DIN 1946-3

Die Abbildung 3.7 stellt die gemessenen Fahrgastraumtemperaturen nach 15 und 30 Minuten bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen in Säulenform dar. Die hellgrauen Säulen beschreiben die Fahrgastraumtemperatur nach 15 Minuten und die dunkelgrauen Säulen die Temperaturen nach 30 Minuten. Darüber hinaus sind in dem Diagramm die Mindesttemperatur von 20°C und Wohlfühltemperatur im Fahrgastraum nach 30 Minuten nach DIN 1946-3: 2006-07 in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur dargestellt.

Der Hochvoltheizer erreicht die Mindestvorgaben der DIN 1946-3: 2006-07 bis einschließlich einer Umgebungstemperatur von -10°C schon nach 15 Minuten. Bei einer Umgebungstemperatur von -20°C verfehlt der Hochvoltheizer nur knapp die Mindestanforderung nach DIN 1946-3: 2006-07.

Die Ergebnisse der beiden Umgebungstemperaturen von -20°C und -10°C zeigen, dass bis -15°C die Vorgaben eingehalten werden.

3.4 Vergleich eines E-Fahrzeugs mit einem Kraftstoff- und Hochvoltheizer

In den folgenden Diagrammen werden die Ergebnisse der Beheizung von E-Fahrzeugen mit einem Kraftstoffheizer und einem wasserseitigen Hochvoltheizer verglichen. Die Darstellung der Diagramme erfolgt anhand der experimentell ermittelten Messdaten und soll der Verdeutlichung der unterschiedlichen Ergebnisse des Kraftstoff- und des Hochvoltheizers dienen.

Das Diagramm 3.8 stellt exemplarisch den Vergleich der Temperaturen am Defrostausstömer und im Fahrgastraum im zeitlichen Verlauf einer VDA-Aufheizmessung bei einer Umgebungstemperatur von -10°C dar.

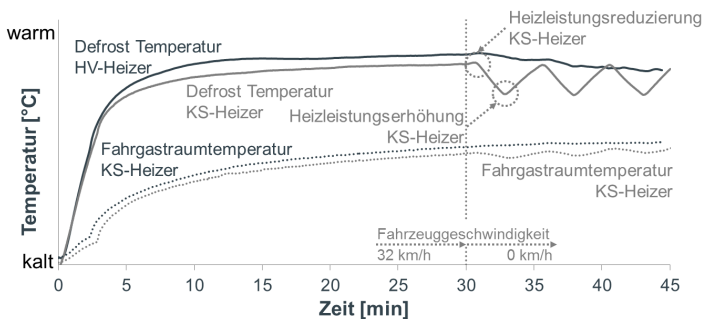


Abb. 3.8: Vergleich der Aufheizmessungen bei einer Umgebungstemperatur von -10°C zwischen dem Kraftstoff- und dem Hochvoltheizer nach VDA-220

Die vollen Linien stellen die gemittelten Temperaturen am Defrostausstömer dar und die gestrichelten Linien stehen für die VDA-Fahrgastraumtemperaturen. Die schwarzen Linien zeigen die Messwerte des Hochvoltheizers und die hellgrauen Linien die Ergebnisse des Kraftstoffheizers.

Die Markierungen mit den Kreisen nach 30 Minuten stehen für die Leistungsreduzierung (grau) und -erhöhung (schwarz) des Kraftstoffheizers. Das Takten des Kraftstoffheizers erfolgt erst im Leerlaufbetrieb des Fahrzeugs. In dieser Fahrsituation (Standphase) ist eine geringere Heizleistung zur Beheizung des Fahrgastraums notwendig (geringere Konvektion über die angrenzenden Flächen der Karosserie und Verglasung). Darüber hinaus findet eine geringere Anströmung im Motorraum statt, welches geringere thermische Strahlung über die Kühlwasserkomponenten (Kraftstoffheizer und Kühlwasserverschlauchung) mit sich führt. Die Schwankungen der Defrost-Temperatur durch die Leistungsreduzierung und -erhöhung des Kraftstoffheizers spiegeln sich auch in der VDA-Fahrgastraumtemperatur wider.

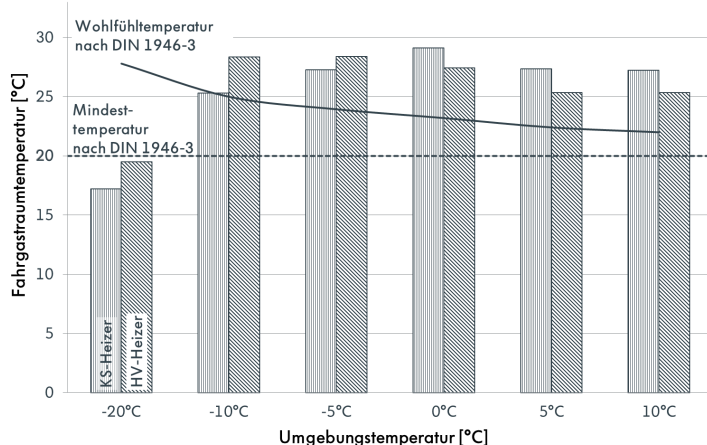


Abb. 3.9: Vergleich der experimentell ermittelten Fahrgastraumtemperaturen (nach VDA-220) der Kraftstoff- und Hochvoltheizer nach 30 Minuten in Abhängigkeit von den Umgebungstemperaturen und den Wunsch- und Mindesttemperaturen nach DIN 1946-3

Das Säulendiagramm in der Abbildung 3.9 stellt die Fahrgastraumtemperaturen nach 30 Minuten für unterschiedliche Umgebungstemperaturen für den Kraftstoffheizer (hellgraue Säulen) und den Hochvoltheizer (dunkelgraue Säulen) gegenüber. Zudem ist in dem Diagramm die Wohlfühltemperatur in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur und die Mindesttemperatur des Fahrgastraums von 20°C nach 30 Minuten aus der DIN 1946-3: 2006-07 dargestellt.

Bezieht man sich auf die Werte aus der DIN 1946-3, so erreichen die beiden Heizkonzepte bei Umgebungstemperaturen unterhalb von -15°C nicht die geforderte Mindesttemperatur von 20°C im Fahrgastraum nach 30 Minuten. Die Heizleistung der beiden Heizer stößt zwischen den Umgebungstemperaturen von -15°C und -20°C an ihre Systemgrenzen was einer nicht ausreichend installierten Leistung entspricht.

Die Fahrgastraumtemperatur des Kraftstoffheizers liegt bei Umgebungstemperaturen unterhalb von 0°C niedriger im Vergleich zu den Fahrgastraumtemperaturen des Hochvoltheizers. Das liegt zum einen an der schlechteren Position im Motorraum (siehe Abbildung 3.2) und zum anderen an der geringeren Maximalleistung des Kraftstoffheizers von 5 kW. Der Hochvoltheizer besitzt eine elektrische Leistung von 5,5 kW und befindet sich in unmittelbarer Nähe zum Heizungswärmeübertrager (siehe Abbildung 3.5).

Das Diagramm 3.10 stellt die Fahrgastraumtemperaturen und die benötigten Heizenergien für verschiedene Umgebungstemperaturen für den Kraftstoff- und Hochvolt-

heizer gegenüber. Die hellgrauen Linien stehen für die Messwerte des Kraftstoffheizers und die dunkelgrauen Linien für die des Hochvoltheizers.

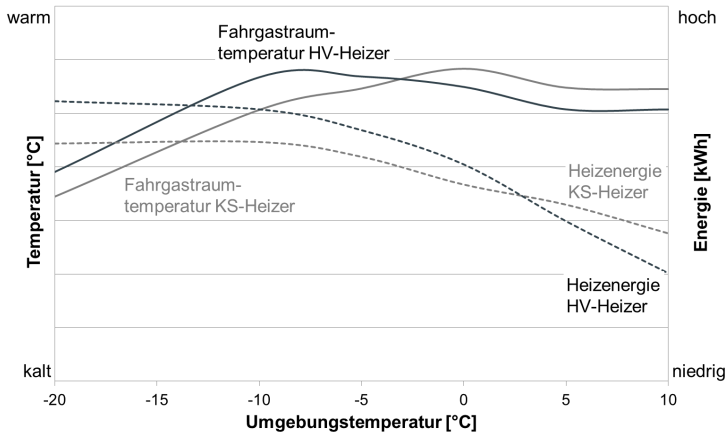


Abb. 3.10: Experimentelle Untersuchungen der beiden Heizungsarten Kraftstoff- und Hochvoltheizer in Bezug auf die Fahrgastraumtemperaturen und die dazu benötigten Heizenergien in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen nach 30 Minuten

Anhand der Gegenüberstellung der eingebrachten Heizenergien beider Heizkonzepte in den Fahrgastraum ist zu erkennen, dass der Hochvoltheizer eine höhere Heizenergie im Vergleich zum Kraftstoffheizer nach 30 Minuten in den Fahrgastraum einbringt. Im Vergleich zum Kraftstoffheizer erreicht der Hochvoltheizer eine höhere Fahrgastraumtemperatur nach 30 Minuten.

Der Vorteil des Hochvoltheizers im Vergleich zum Kraftstoffheizer besteht in dem schnellen Ansprechverhalten, der geringeren Masse des Bauteils, welches aufgeheizt werden muss, der Lage im Motorraum und der geringen Wassermenge, welche aufgeheizt werden muss. Durch die Position des Hochvoltheizers zum Heizungswärmeübertrager wird weniger Wärmemenge über thermische Strahlung der Kühlwasserschläuche und des Heizers an die Umgebung abgegeben. Im Vergleich zum Hochvoltheizer befindet sich der Kraftstoffheizer vorne rechts im Motorraum (siehe Abbildung 3.2) und gibt Wärme durch thermische Strahlung über die Kühlwasserverschlauchung an die durchströmende Luft im Motorraum ab. Die Abgabe der Wärmemenge erhöht sich mit steigender Fahrzeuggeschwindigkeit und tieferen Umgebungstemperaturen. Außerdem wird durch die Position des Kraftstoffheizers und der langen Kühlwasserverschlauchung mehr Wassermenge im Kreislauf benötigt, welche aufgeheizt werden muss. Das führt zu einem verzögerten Anstieg der Lufttemperatur nach dem Heizungswärmetauscher im Vergleich zum Hochvoltheizer.

Das Säulendiagramm 3.11 vergleicht die beschriebenen Wärmeverluste nach 30 Minuten Fahrbetrieb und Fahrgastraumaufheizung vom Kraftstoff- und Hochvoltheizer zur Umgebungstemperatur.

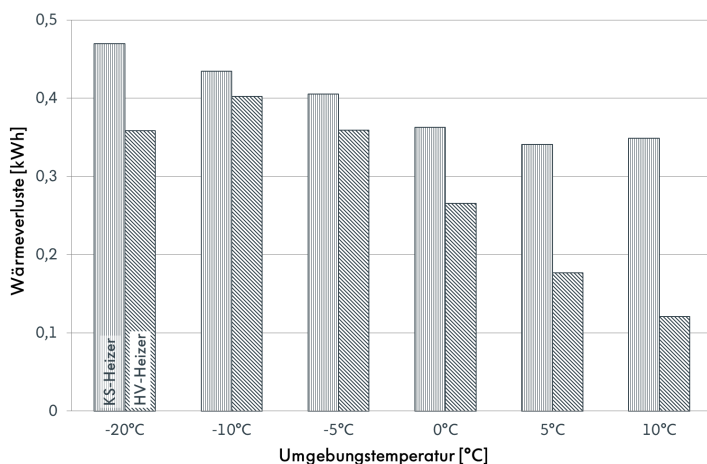


Abb. 3.11: Darstellung der experimentell ermittelten Wärmeverluste in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen nach 30 Minuten zwischen erzeugter und genutzter Energie (wasserseitig) für den Kraftstoff- und Hochvoltheizer

Die hellgrauen Säulen stehen für die Wärmeverluste des Kraftstoffheizers und die dunkelgrauen Säulen für die des Hochvoltheizers. Die dargestellten Wärmeverluste sind Differenzen zwischen der aufgebrachten Energie durch die Heizer und den genutzten Wärmeenergien über den Heizungswärmeübertrager. Die Bilanzierung erfolgt wasserseitig über die Heizer und Heizungswärmeübertrager. Die Berechnung der dargestellten Ergebnisse ist in Anhang C.2 beschrieben.

Die Ergebnisse der Wärmeverluste aus der Gegenüberstellung zeigen einen direkten Einfluss auf die Position des Heizers und die Verlegung der Kühlwasserverschlauchung im Motorraum bis zum Heizungswärmeübertrager.

Die Wärmeverluste oberhalb von 0°C Umgebungstemperatur können hier nicht weiter in den Vergleich der beiden Heizer miteinbezogen werden. Wie schon in Kapitel 3.2 zum Betrieb des reinen Kraftstoffheizers beschrieben, besitzt dieser nur 2 Leistungsstufen (Teillast 50% und Volllast 100%) und kann daher nicht wie der Hochvoltheizer frei geregelt werden. Die Teillaststufe schaltet bei einer Heizertemperatur von 64°C zwischen Teillast und Volllast. Daher wird beim Kraftstoffheizer eine höhere Wassertemperatur bis zum Heizungswärmeübertrager gefördert und das führt zu einem

höheren Wärmeverlust über die Kühlwasserverschlauchung im Vergleich zum Hochvoltheizer. Das Ganze ist im Vergleich zu den beiden Fahrgastraumtemperaturen über die Umgebungstemperatur in der Abbildung 3.10 dargestellt. Bei einer Umgebungstemperatur größer als 0°C werden geringere Heizleistungen benötigt, als der Kraftstoffheizer im Teillastbereich bereitstellen kann. Der Hochvoltheizer hat bei Umgebungstemperaturen oberhalb von 0°C die Möglichkeit, die Heizleistung situationsbedingt und uneingeschränkt zu regeln, was zu einer effizienteren Beheizung des Fahrgastraums führt. Die steigende Heizleistungsanforderung bei sinkender Umgebungstemperatur sorgt für die größten Deltatemperaturen zwischen Umgebung und Kühlwasser und führt zu einer Steigerung der Wärmeverluste des Kraftstoffheizers im Vergleich zum Hochvoltheizer (siehe Abbildung 3.11 bei -20°C Umgebungstemperatur).

Nach Vergleich der erreichbaren Ausblastemperaturen und entsprechenden Fahrgastraumtemperaturen der beiden untersuchten Heizkonzepte ist der Einsatz eines Hochvoltheizers in einem E-Fahrzeug zu empfehlen. Durch ein schnelleres Erreichen der Ausblastemperatur mit entsprechend höheren Fahrgastraumtemperaturen, den geringeren Wärmeverlusten über die Verschlauchung und der besseren Heizleistungsregelung im Teillastbetrieb hat der Hochvoltheizer im Vergleich zum Kraftstoffheizer seine Vorteile. Darüber hinaus bezieht der Hochvoltheizer seine benötigte elektrische Energie aus der Traktionsbatterie und benötigt keinen zusätzlichen Kraftstofftank, wie es für Kraftstoffheizer der Fall ist. Des weiteren besitzt der Hochvoltheizer keinen zusätzlichen CO_2 -Ausstoß, wenn der Ladestrom für die Traktionsbatterie CO_2 -Neutral über Sonnen- oder Windenergie erzeugt worden ist. Dem gegenüber entsteht beim Kraftstoffheizer ein CO_2 -Ausstoß durch den Verbrennungsprozess. Das erzeugt Abgas wird darüber hinaus heute noch nicht nachbehandelt bzw. gereinigt.

4 Beheizung eines E-Fahrzeugs mithilfe einer Wärmepumpe

Im folgenden Kapitel wird auf die Beheizung des Fahrgastraums mithilfe einer Wärmepumpe eingegangen. Die sich aus dem Einsatz der verwendeten Wärmepumpenarten ergebenden Optimierungsmaßnahmen werden chronologisch aufgezeigt und enden mit dem sich am Schluss der Arbeit befindenden Stand.

Der Aufbau und die experimentell ermittelten Messergebnisse einer reinen Luft/Luft-Wärmepumpe werden im Unterkapitel 4.1 dargestellt. Die aus den Ergebnissen der Messungen gewonnenen Erkenntnisse werden unter dem Fazit zusammengefasst und fließen in den anschließenden Wärmepumpenaufbau ein.

Bei der Integration einer Wärmepumpe in ein E-Fahrzeug mit wassergekühlten E-Traktionskomponenten besteht die Möglichkeit der Nutzung des Kühlwasserkreislaufs als zusätzlicher Energiequelle zur reinen Umgebungsluft.

Es wird in Kapitel 4.2 auf den Aufbau des Wärmepumpenkreislaufs und der Verschaltung des Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten eingegangen. Die Ergebnisse und Schlussfolgerungen aus dem Kapitel 4.1 fließen in die Auslegung einer Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe mit ein. Zudem werden die Ergebnisse aus den Aufheizmessungen mit denen des Hochvoltheizers aus Kapitel 3.3 verglichen.

Das Kapitel 4.3 beschreibt den Einfluss der Fahrgastraumtemperatur auf den Energieverbrauch des E-Fahrzeugs im Bezug auf die Umgebungstemperatur. Darüber hinaus werden die Leistungszahlen der Wärmepumpe ohne und mit abgesenkter Fahrgastraumtemperatur miteinander verglichen.

Im Kapitel 4.4 wird der Reichweiteneinfluss der Heizmaßnahmen aus Kapitel 3 aufgezeigt, die für den Einsatz in einem E-Fahrzeug infrage kommen. In den erzeugten Heizleistungen der einzelnen Heizkonzepte steckt ein Energieaufwand, welcher in Abhängigkeit vom Heizkonzept der Traktionsbatterie des E-Fahrzeugs oder im Fall des Kraftstoffheizers über einen separaten Kraftstofftank bereitgestellt werden muss. Auf Grund dessen werden die Einflüsse der Heizkonzepte auf die Reichweite des E-Fahrzeugs bezogen und miteinander verglichen. Des Weiteren werden die Ergebnisse der Reichweitenverlängerung durch den Einsatz der untersuchten Wärmepumpe für unterschiedliche Umgebungstemperaturen beschrieben.

4.1 Luft/Luft-Wärmepumpe

Die Beheizung des Fahrgastraums soll in diesem Abschnitt mithilfe einer Luft/Luft-Wärmepumpe erfolgen. Es wird auf den möglichen Aufbau in einem Fahrzeug und die Ergebnisse der Luft/Luft-Wärmepumpe aus Prüfstandsuntersuchungen eingegangen. Der Prüfstandsaufbau mit verwendeten Messtechnik und Messprinzip ist im Anhang B beschrieben und erläutert. Im Anschluss werden die gewonnenen Ergebnisse und Erfahrungen in einem Fazit zusammengefasst.

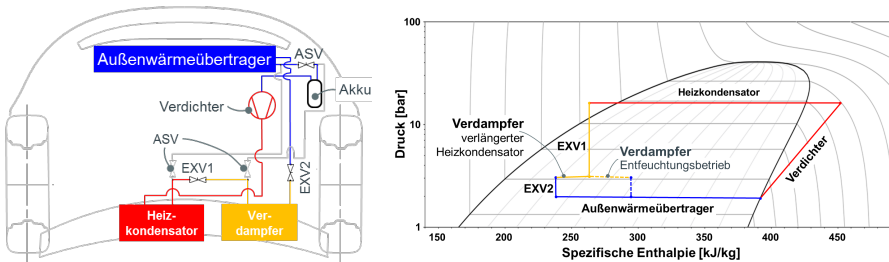


Abb. 4.1: Darstellung der kältemittelseitigen Verschlauchung und Integration einer Luft/Luft-Wärmepumpe in einem Motorraum sowie des Kältemittelkreislaufs im Logarithmus p,h-Diagramm

Die Abbildung 4.1 stellt die mögliche kältemittelseitige Integration in einem Motorraum dar. Der Weg des Kältemittels im Wärmepumpenbetrieb ist anhand der schwarzen Linien und der des Klimabetriebs mithilfe der grauen Linien exemplarisch dargestellt.

Das gasförmige Kältemittel wird durch den Verdichter angesaugt und auf ein hohes Druck- und Temperaturniveau verdichtet. Das heiße und unter hohem Druck stehende Kältemittel wird im Heizkondensator verflüssigt und gibt die frei werdende Wärmemenge an die durchströmende Luft in den Fahrgastraum ab. Das verflüssigte und unter hohem Druck stehende Kältemittel wird über ein elektrisches Expansionsventil (EXV1) entspannt. Das Druck- und Temperaturniveau nach dem EXV1 liegt bei dem Kältemittel R134a bei einem Druck von rund 3 bar und einer Temperatur von 2°C. Das Kältemittel wird über die Komponente Verdampfer (welcher im Beispiel der vollen Linie als verlängerter Heizkondensator arbeitet) weiter abgekühlt und verflüssigt. Die angesaugte Luft wird über den Verdampfer bei Umgebungstemperaturen unterhalb von 0°C vorgeheizt, bzw. bei höheren Ansaugtemperaturen abgekühlt und entfeuchtet (gestrichelte Linien). Die Beschreibung des Luftpfads innerhalb des Klimageräts vom Verdampfer und Heizkondensator ist in der Abbildung 2.9 (Kapitel 2.5)

beschrieben. Das zweite EXV (EXV2) nach dem Verdampfer entspannt das Kältemittel auf ein Druck- und Temperaturniveau unterhalb der Umgebungstemperatur. Der Temperaturunterschied zwischen Umgebung und Kältemittel am Außenwärmeübertrager hat einen direkten Einfluss auf die aufgenommene Wärmemenge aus der Umgebungsluft. Das Kältemittel benötigt die Wärmemenge aus der Umgebungsluft am Außenwärmeübertrager, um das flüssige Kältemittel zu verdampfen und den Verdichter im gasförmigen Zustand bereitzustellen.

Im Kühlbetrieb wird das Kältemittel immer über den Heizkondensator gefördert, welcher luftseitig über die Temperaturklappe weggeschaltet wird. Im Anschluss erfolgt mithilfe des EXVs und eines Absperrventils (ASV) die Umschaltung des Kältemittelflusses in Richtung Außenwärmeübertrager. Der Außenwärmeübertrager arbeitet in dieser Betriebsart wie der beschriebene Heizkondensator im Wärmepumpenbetrieb. Das verflüssigte und unter hohem Druck stehende Kältemittel wird durch das bidirektionale EXV2 zwischen Außenwärmeübertrager und Verdampfer auf einen Druck von rund 3 bar und einer Verdampfungstemperatur von 2°C eingeregelt. Die einströmende Luft in das Klimagerät wird am Verdampfer abgekühlt und entfeuchtet. Durch das Abkühlen der warmen Luft am Verdampfer wird innerhalb des Verdampfers das Kältemittel verdampft und mithilfe des geschlossenen EXVs über das geöffnete ASV zum Verdichter zurückgeführt.

4.1.1 Regelung des Saugdrucks im Außenwärmeübertrager

Die Regelung des Saugdrucks im Außenwärmeübertrager wird für die beiden Fälle Luft/Luft- und Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe benötigt. Der Saugdruck im Außenwärmeübertrager wird über das vorgeschaltete EXV2 und den Lüfter (nach dem Außenwärmeübertrager) eingeregelt. Bei dem EXV2 handelt es sich um ein bidirektionales EXV, welches im Wärmepumpenbetrieb entgegengesetzt zum Klimabetrieb vom Kältemittel durchströmt wird. Die Abbildung 4.1 zeigt den Kältemittelkreislauf im Wärmepumpenfall.

Der zulässige Saugdruck im Außenwärmeübertrager für den Betrieb der beiden oben bezeichneten Wärmepumpenfälle ist von der ermittelten Medien-Temperaturdifferenz (MTD) abhängig. Die MTD beschreibt das Verhältnis der Umgebungstemperatur zur kältemittelseitigen Eintrittstemperatur im Außenwärmeübertrager. Die MTD wird in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur eingeregelt. Mithilfe von Druck-/Temperatursensoren vor und nach dem Außenwärmeübertrager kann der Saugdruck im Außenwärmeübertrager überwacht und mithilfe des vorgeschalteten EXVs, des Luftvolumenstroms über den Lüfter und der Kompressordrehzahl geregelt werden.

Die Ansteuerung des Lüfters und der sich daraus ergebende Luftvolumenstrom ist von 6 Faktoren abhängig, die für jedes Fahrzeugprojekt unterschiedlich ausfallen:

- Luftseitig durchströmte Verschaltungsreihfolge der Wärmeübertrager,
- Druckverluste über die eingesetzten Wärmeübertrager,
- Leckageabdichtung an den Rändern der Wärmeübertragern bis zum Lüfter,
- Fördervolumen des eingesetzten Lüfters,
- Verschattung der Anströmfläche der Wärmeübertrager (Stoßfänger, Kühlergrill, Aufprallträger, etc.),
- Motorraumdurchströmung.

Beispielhaft wurde der Einfluss der Verschattung der Anströmfläche des Außenwärmeübertragers auf den Luftvolumenstrom des Lüfters auf dem Prüfstand durchgeführt (siehe Anhang F). Die Ergebnisse für alle ermittelten Messpunkte liegen bei einer Verringerung des Luftvolumenstroms mit Verschattung zwischen 15% und 20% zur freien Anströmung des Außenwärmeübertragers.

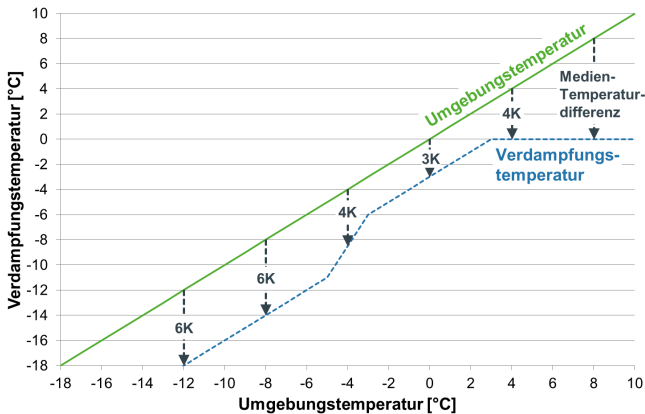


Abb. 4.2: In Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur ist die maximale Medien-Temperaturdifferenz zwischen Kältemiteleintrittstemperatur am Außenwärmeübertrager und der Umgebungstemperatur für R134a dargestellt

Die Abbildung 4.2 dargestellten MTDen sind für ein Fahrzeug der Kompaktklasse ermittelt worden, mit den Abhängigkeiten der Frontgestaltung, Lüfterleistung und Motorraumdurchströmung. Die Abbildung stellt die maximale MTD zur Umgebungstemperatur und der entsprechenden Verdampfungstemperatur des Kältemittels im Außenwärmeübertrager dar.

Bei Umgebungstemperaturen von unter -5°C wird eine maximale MTD von 6 K eingeregelt. Die Absenkung der MTD im Bereich von 0°C ist das Resultat eines erhöhten Feuchtegehalts der Umgebung. Bei erhöhter Feuchte in der Umgebung ist ein Vereisen des Außenwärmeübertragers möglich, daher wird eine Absenkung der MTD umgesetzt. Versuche haben belegt, dass eine MTD von 3 K im Bereich von 0°C eine ausreichende Wärmestromaufnahme aus der Umgebung bietet und zugleich eine Vereisung des Außenwärmeübertragers mindert. Oberhalb einer Umgebungstemperatur von 3°C findet eine sukzessive Anhebung der MTD statt, wobei die maximale Verdampfungstemperatur von 0°C nicht unterschritten werden darf, damit es zu keiner Vereisung des Außenwärmeübertragers kommt (siehe Abbildung 4.2).

Auf der Ordinate der Abbildung 4.2 ist die Verdampfungstemperatur in Abhängigkeit von der maximalen MTD im Verhältnis zur Umgebungstemperatur dargestellt. Die Berechnung der Kältemittelintrittstemperatur im Außenwärmeübertrager erfolgt mithilfe des Drucksensors und der Stoffwertetabelle des eingesetzten Kältemittels R134a. Das ist durch die thermodynamische Eigenschaft des Kältemittels R134a im Nassdampfgebiet zu erklären, wo sich Druck und Temperatur isobar und isotherm verhalten.

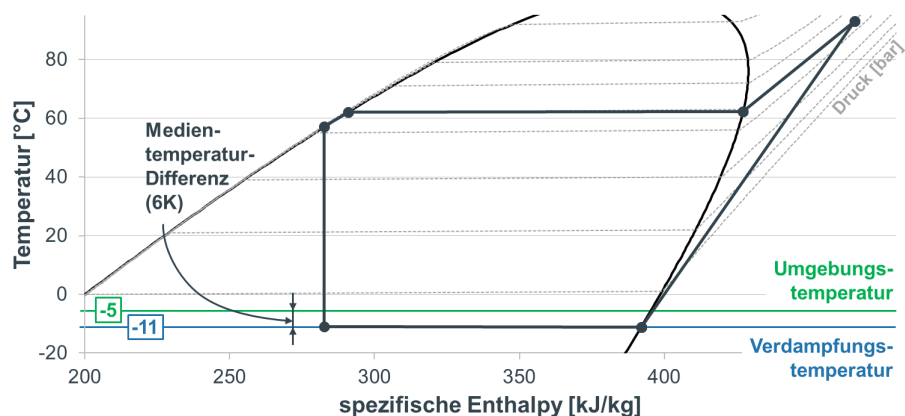


Abb. 4.3: Darstellung des Kältemittelkreislaufs im T,h-Diagramm zur Erläuterung der Medien-Temperaturdifferenz (MTD) in Abhängigkeit von der Kältemittel-Eintrittstemperatur am Außenwärmeübertrager für R134a bei einer Umgebungstemperatur von -5°C

In der Abbildung 4.3 ist die MTD bei einer Umgebungstemperatur von -5°C dargestellt. Die maximale MTD darf nicht größer 6 K betragen (vergleiche Abbildung 4.2), welches einer Verdampfungstemperatur von -11°C im Außenwärmeübertrager entspricht. Dies ist notwendig, um eine Vereisung des Außenwärmeübertragers und

die damit einhergehende reduzierte Energieaufnahme aus der Umgebungsluft zu vermeiden. Des weiteren ist durch den Einsatz der MTD keine Abtaustrategie des Außenwärmeübertragers notwendig, welche im Fahrgastraum spürbar ist bzw. mit einer zusätzlichen Wärmequelle abgefangen werden muss, um den Komfort im Fahrgastraum aufrecht zu erhalten (Steiner 2014: 51).

Die Abbildung 4.3 beschreibt anhand des T,h-Diagramms die MTD aus dem Verhältnis von Umgebungstemperatur und Kältemittel-Sättigungstemperatur (Verdampfungstemperatur) am Außenwärmeübertragereintritt.

4.1.2 Erzeugte Heizleistung der Luft/Luft-Wärmepumpe

Die maximal erzeugbare Heizleistung bei Fahrzeugen mit einer Luft/Luft-Wärmepumpe ist abhängig vom Hubvolumen und der Drehzahl des Verdichters, sowie den Umgebungsbedingungen und der Wärmeaufnahme über den Außenwärmeübertrager. Die erzeugbaren Heizleistungen sind auf einem Prüfstand für unterschiedliche Umgebungstemperaturen aufgenommen worden.

Die Regelung der Kältemittelkomponenten erfolgt in Abhängigkeit von den einzustellenden SOLL-Ausblastemperaturen entsprechend der Umgebungstemperaturen im stationären Zustand.

Das Diagramm 4.4 beschreibt die Heizleistungen und die notwendigen Ausblastemperaturen bei Umgebungstemperaturen von -20°C bis 5°C . Die erzeugten IST-Heizleistungen (dunkelgraue Säulen) werden mit den SOLL-Heizleistungen (hellgraue Säulen) und den entsprechenden Umgebungstemperaturen verglichen. Die SOLL-Heizleistungen der entsprechenden Umgebungstemperaturen ergeben sich aus den SOLL-Ausblastemperaturen für die eingeregelter Fahrgastraumtemperatur und dem sich daraus ergebenden Volumenstrom durch das Gebläse.

Im Vergleich der IST- mit der SOLL-Ausblastemperatur wird entsprechend der Umgebungstemperatur ersichtlich, dass bei Umgebungstemperaturen unterhalb von -5°C eine komfortable Beheizung des Fahrgastraums mithilfe einer Luft/Luft-Wärmepumpe nicht mehr möglich ist.

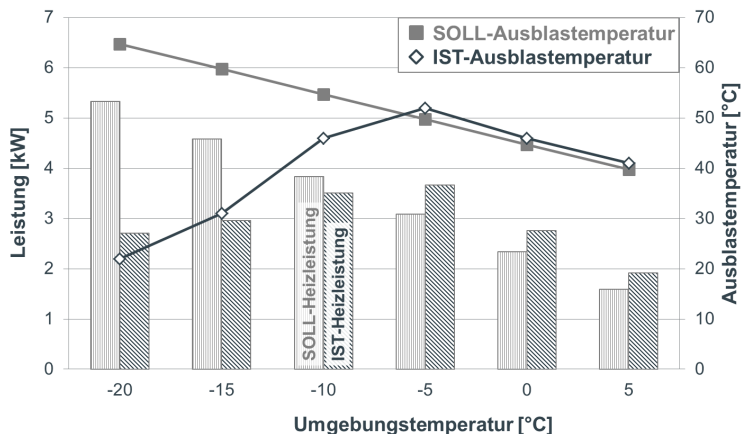


Abb. 4.4: Darstellung der Messergebnisse von den möglichen Heizleistungen und Ausblastemperaturen einer Luft/Luft-Wärmepumpe bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen (SOLL-Werte aus Abbildung 2.8 nach Jung et al. 2011: 397)

Der Nachteil resultiert aus der geringen Kältemitteldichte von R134a bei tiefen Umgebungstemperaturen, aus der maximal zulässigen MTD, aus dem Fördervolumen des Kältemittelverdichters und der maximalen Verdichterdrehzahl. Die vier beschriebenen Werte geben den maximalen Kältemittelmassenstrom des Gesamtsystems vor und beschreiben theoretisch die maximale Heizleistung für die Luft/Luft-Wärmepumpe.

Eine Heizleistungssteigerung kann mithilfe einer Vergrößerung des Verdichterhubvolumens bei gleichzeitiger Flächenvergrößerung des Außenwärmeübertragers erfolgen. Die Anström- und Abströmfläche am Außenwärmeübertrager ist jedoch beschränkt auf die Frontgestaltung des Fahrzeugs und dem Lüfter im Motorraum. Darüber hinaus ist es möglich, durch eine größere MTD der Umgebung eine höhere Wärmemenge zu entziehen, was wiederum eine steigende Gefahr der Vereisung des Außenwärmeübertragers bewirkt.

4.1.3 Vereisung des Außenwärmeübertragers

Der Einsatz einer Luft/Luft-Wärmepumpe mit dem Kältemittel R134a hat einen großen Nachteil bei Umgebungstemperaturen unterhalb von -5°C . Zudem ist die Wärmemengenaufnahme aus der Umgebung über den Außenwärmeübertrager durch die Begrenzung der MTD von Nachteil, da dieses einen direkten Einfluss auf die Heizleistung besitzt. Bei der MTD handelt es sich um die Temperaturdifferenz der

beiden Medien Luft (Umgebungstemperatur) und Kältemittel (Eintrittstemperatur in den Außenwärmeübertrager). Die sogenannte MTD stellt bei der reinen Luft/Luft-Wärmepumpe eine Restriktion bezüglich der Leistungsaufnahme aus der Umgebung dar. Bei bestimmten Umgebungstemperaturen wird die MTD (siehe Abbildung 4.2) durch Anhebung der Verdampfungstemperatur über das Öffnen des EXVs vor dem Außenwärmeübertrager abgeregelt, da es sonst zu einer Vereisung des Außenwärmeübertragers kommt (siehe Abbildung 4.5).

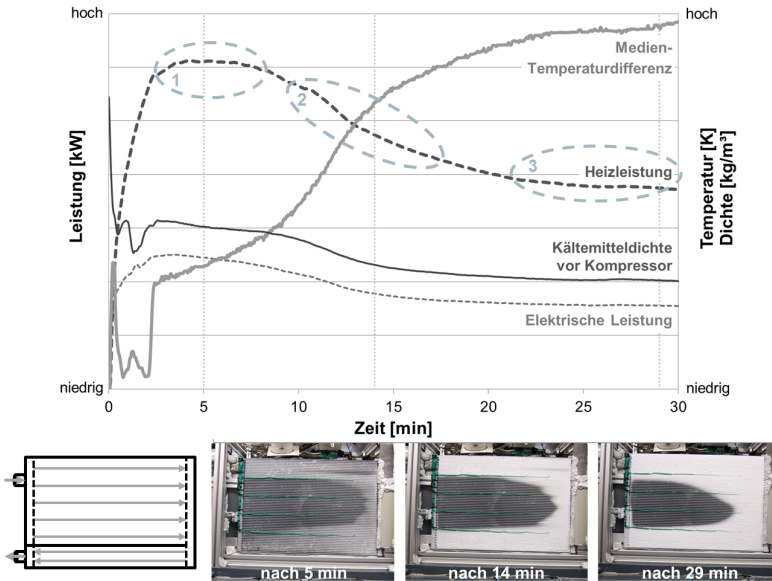


Abb. 4.5: Einfluss der Vereisung des Außenwärmeübertragers auf die Heizleistung bei einer Umgebungstemperatur von 0°C bei konstanter Verdichterdrehzahl, maximaler Lüfterleistung und ohne maximale Medien-Temperaturdifferenz, mit Durchflussrichtung

In dem Diagramm 4.5 wird die Heizleistung und die vom Verdichter aufgenommene elektrische Leistung über einen Zeitraum von 30 Minuten dargestellt. Darüber hinaus ist der Verlauf der MTD und der Kältemitteldichte am Verdichtereintritt abgebildet.

Der Oberflächenzustand des Außenwärmeübertragers wird unter dem Diagramm dargestellt und durch senkrecht gepunktete Linien entsprechend der absoluten Zeit (5, 14 und 29 Minuten) im Diagramm zugeordnet.

Der erste Kreis stellt das Heizleistungsplateau (zwischen der 2,5. Minute bis zur 8. Minute) dar und beschreibt die notwendige Heizleistung zur Beheizung des Fahrgastraums im stationären Zustand. An der Oberfläche des Außenwärmeübertragers findet eine Reifbildung statt. Der Außenwärmeübertrager ist in diesem Zustand der Reifbildung noch in der Lage, Wärme aus der Umgebung aufzunehmen, die durch den Lüfter angesaugt wird.

Nach circa 8 Minuten findet ein merklicher Abfall der Heizleistung statt, was mit dem zweiten Kreis markiert ist. Durch die fallende Heizleistung und dem Nachregeln des vorgeschalteten EXVs vor dem Außenwärmeübertrager findet ein starker Anstieg der MTD (um das Doppelte) statt. Mit der ansteigenden MTD sinkt die Kältemitteldichte am Austritt aus dem Außenwärmeübertrager. Durch die sinkende Kältemitteldichte bei gleichbleibender Verdichterdrehzahl findet eine Reduzierung des Kältemittelmassenstroms statt. Mit der sinkenden Kältemitteldichte und gleichbleibender Verdichterdrehzahl reduziert sich das Drehmoment am Verdichter und führt zu einer geringeren elektrischen Leistungsaufnahme der E-Maschine des Verdichters. Damit sind die Kältemitteldichte und die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters direkt voneinander abhängig.

Die Heizleistung im dritten Kreis bleibt annähernd konstant. Die MTD steigt leicht an und die Kältemitteldichte sowie die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters fällt dementsprechend kaum. Anhand des Vereisungsbilds am Außenwärmeübertrager (29. Minute) ist eine deutliche Vereisung der Oberfläche zu erkennen. Im mittleren Bereich der Oberfläche des Außenwärmeübertragers ist keine Reif- oder Eisbildung zu erkennen und lässt den Schluss zu, dass in diesem Bereich wenig Kältemittel die Fluten des Außenwärmeübertragers durchströmen (siehe links unten in der Abbildung 4.5) und dementsprechend nur wenig oder keine Wärme aus der Umgebung aufgenommen werden.

In der folgenden Abbildung 4.6 wird der gleiche Versuch ohne Lüfter durchgeführt. Die schwarz gestrichelte Linie stellt die Heizleistung und die graue Linie die MTD dar. Anhand des zeitlichen Verlaufs ist deutlich zu erkennen, dass durch den nicht vorhandenen Luftvolumenstrom über den Außenwärmeübertrager die Vereisung in kürzerer Zeit zunimmt. Der Versuch ist nach 15 Minuten abgebrochen worden, da der Saugdruck unter 1 bar gefallen ist und somit der Kältemittelkreislauf unterhalb des Umgebungsdrucks weitergearbeitet hätte. Außerdem wird bei den geringen Kältemitteldrücken und den daraus resultierenden Kältemitteldichten der Massenstrom im Kältemittelkreislauf stark reduziert. Der geringe Massenstrom führt zu einer Minderung des Öltransports innerhalb des Kältemittelkreislaufs und dementsprechend wird der Rücktransport zum Verdichter stark eingeschränkt. Der eingeschränkte Öltransport innerhalb des Kältemittelkreislaufs kann zu mechanischen Defekten innerhalb des Verdichters führen.

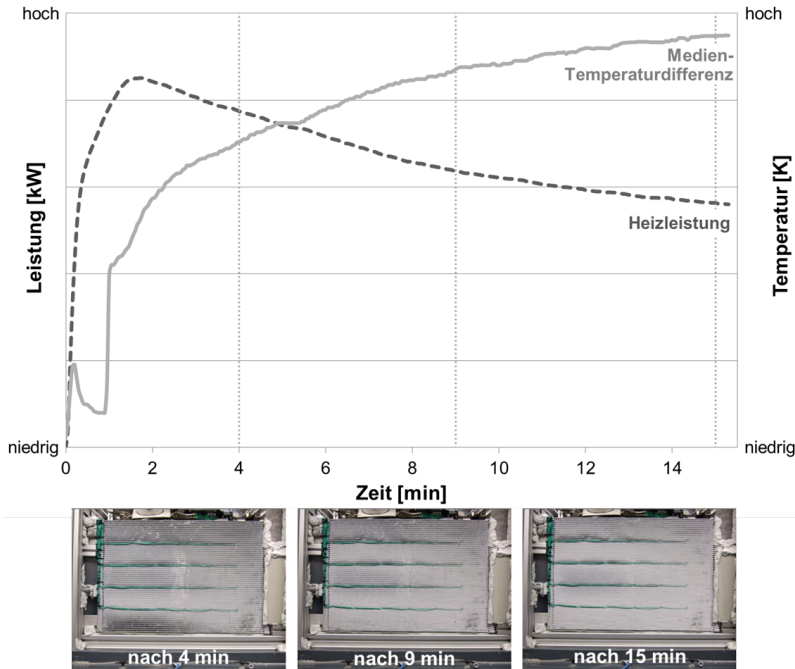


Abb. 4.6: Einfluss der Vereisung des Außenwärmeübertragers auf die Heizleistung bei einer Umgebungstemperatur von 0°C bei konstanter Verdichterdrehzahl, keiner Lüfterleistung und ohne Einhaltung der maximale Medien-Temperaturdifferenz

Aus den beiden experimentellen Versuchen lässt sich ableiten, dass je größer die Luftmengen über dem Außenwärmeübertrager sind, desto geringer die Vereisungsgefahr ist und desto höher die Heizleistungen für den Fahrgastraum ausfallen. Im Anhang F ist die Heizleistung in Abhängigkeit von dem Luftvolumenstrom bei -5°C dargestellt und erläutert.

Mithilfe der hohen Luftmenge über dem Außenwärmeübertrager kann über einen längeren Zeitraum Wärmemenge aus der durchströmenden Umgebungsluft durch das Kältemittel aufgenommen werden. Des Weiteren führt dies zu einer geringeren MTD. Der Versuch mit unterschiedlichen Luftvolumenströmen zeigt, dass die Vereisung nicht gestoppt, lediglich verzögert werden kann. Darüber hinaus hat eine Reifbildung keinen großen Einfluss auf die Heizleistung. Erst die Vereisung, welche die geförderte Luft daran hindert, durch den Außenwärmeübertrager zu strömen, stellt eine Reduzierung der Heizleistung dar.

Wird eine größere Heizleistung gefordert, ist dies durch eine Erhöhung der MTD möglich. Allerdings muss bei dieser Art der Heizleistungssteigerung eine Abtaufunktion für den Außenwärmeübertrager vorgehalten werden.

4.1.4 Fazit zur Luft/Luft-Wärmepumpe in einem Fahrzeug

Die hier untersuchte Luft/Luft-Wärmepumpe ist für den mobilen Einsatz in Pkws mit wechselnden Umgebungsbedingungen nur unzureichend geeignet. Die aus den Umweltbedingungen resultierenden Anforderungen an den Einsatz einer Wärmepumpe in der Fahrzeugklimatisierung (siehe Abbildung 2.5) sind mit dieser Wärmepumpenart nicht unter allen Randbedingungen zu erfüllen.

Der Einsatz unter Berücksichtigung einer MTD-Regelung (siehe Kapitel 4.1.1) hat zur Folge, dass bis zu einer Umgebungstemperatur von -5°C eine Beheizung des Fahrgastraums im stationären Zustand sichergestellt ist (siehe Anhang F.4) und dieses auch über einen längeren Zeitraum möglich ist. Eine Beheizung des Fahrgastraums unter -5°C ist nur mit einer Erhöhung der MTD möglich, was zur Folge hat, dass eine schnellere Vereisung des Außenwärmeübertragers stattfindet. Um einen vereisten Außenwärmeübertrager wieder abzutauen, wird eine Abtaufunktion für die Luft/Luft-Wärmepumpe benötigt. Der Nachteil einer Abtaufunktion des Außenwärmeübertragers ist die merkliche Veränderung der Ausblastemperaturen und den daraus resultierenden Komforteinbußen für den Passagier im Fahrgastraum. Um die Abtaufunktion umzusetzen oder auszuschließen, müssen Zuheizmaßnahmen, wie zum Beispiel im Klimagerät oder in den Kältemittelkreislauf eingebracht werden, damit es zu keiner Komforteinschränkung im Fahrgastraum kommt. Das wiederum hat einen negativen Einfluss auf die Energieeffizienz des Gesamtsystems und reduziert somit die Reichweite des E-Fahrzeugs.

Die experimentellen Untersuchungen zur Darstellung der Vereisung sind in einer Klimakammer durchgeführt worden und haben den Vorteil einer optimalen Anströmung des Außenwärmeübertragers. Dies ist im Fahrzeug nicht gegeben und führt zu einer geringeren Luftmenge bei maximaler Lüfteransteuerung. Die Verdeutlichung der Einschränkung einer Verblockung des Außenwärmeübertragers durch den Frontstoßfänger, den Kühlergrill und dessen Aufprallträger ist im Anhang F durch eine 0% und 50% Verschattung beschrieben.

4.2 Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe

Bei der Wärmepumpenart handelt es sich um eine Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe, welche Luft und Wasser als Wärmequellen nutzt. Bei dem eingesetzten Kältemittel handelt es sich um R134a. Die Messungen erfolgen mit einem Fahrzeug der Kompaktklasse, welches baugleich zu den vermessenen Fahrzeugen aus Kapitel 3 ist.

Durch die Anbindung des Kältemittelkreislaufs im Fahrgastraum erfolgt die Wärmeabgabe vom Kältemittel an die durchströmende Luft über einen sogenannten Heizkondensator.

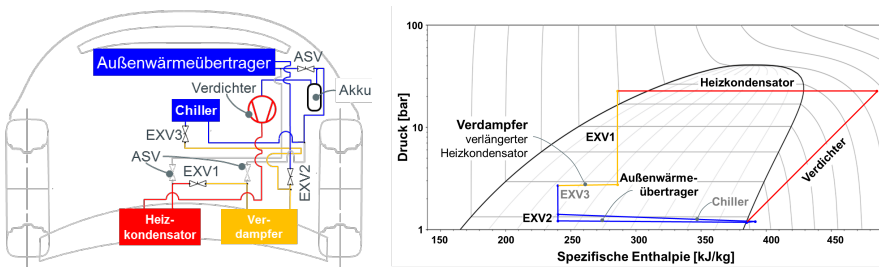


Abb. 4.7: Prinzipdarstellung der Kältemittelverschaltung und Integration der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe in einem Motorraum sowie des Kältemittelkreislaufs im Logarithmus p,h-Diagramm für R134a

Die Abbildung 4.7 beschreibt exemplarisch im Motorraum die vermessene Wärmepumpenart mit der kältemittelseitigen Verschaltung der Komponenten. Dies entspricht nicht dem originalen Fahrzeugaufbau und dient nur zur visuellen Beschreibung des Umfangs der Integration dieser Wärmepumpenart im Motorraum eines Fahrzeugs.

Der Weg des Kältemittels im Wärmepumpenbetrieb ist anhand der schwarzen Linien beschrieben. Die grauen Linien dienen der Darstellung der Kältemittelverschaltung im Klimabetrieb, wie sie bei der reinen Luft/Luft-Wärmepumpe in Abbildung 4.1 bereits dargestellt ist.

Zusätzlich wird zur reinen Luft/Luft-Wärmepumpe aus Kapitel 4.1 der Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten mit eingebunden. Die Aufteilung des Kältemittelmassenstroms erfolgt nach dem Kältemittelaustritt aus dem Verdampfer. Als Wärmequellen dienen in dieser Wärmepumpenart die Umgebungsluft und der Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten, welche parallel über den Außenwärmeübertrager und Chiller kältemittelseitig summiert werden. Nach dem Kältemitte-

laustritt aus dem Verdampfer gibt es jeweils ein EXV für den Außenwärmeübertrager (siehe Beschreibung zur Luft/Luft-Wärmepumpe zum EXV2) und den Chiller (EXV3). Situationsabhängig wird über die beiden EXVs die Aufnahme der Wärmeenergie aus der Umgebung und/oder des Kühlwasserkreislaufs gesteuert. Das verdampfte Kältemittel wird vor dem Verdichter wieder zusammengeführt und diesem gasförmig zur Verfügung gestellt.

Die Summierung der Energien aus dem Kühlwasserkreislauf erfolgt in der Reihenschaltung der E-Traktionskomponenten und wird über den Chiller dem Kältemittelkreislauf zur Verfügung gestellt. Die Reihenfolge der Energiesummierung ist in folgendem Flussdiagramm (Abbildung 4.8) dargestellt.

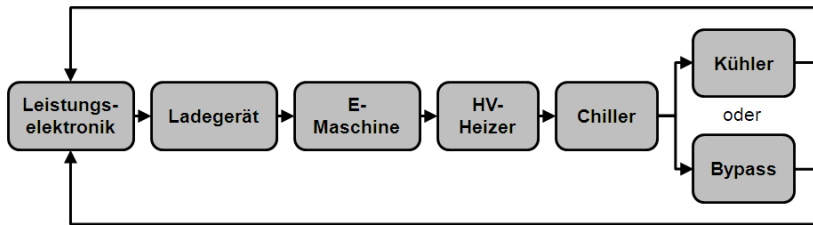


Abb. 4.8: Standard-Kühlwasserverschlauchung der E-Traktionskomponenten Leistungselektronik (LE), Ladegerät (LG), E-Maschine (EM), Hochvoltheizer (HV-) mit zusätzlicher Integration des Chillers zur Anbindung an den Kältemittelkreislauf und dem Kühler/Bypass

Die aufsummierte Abwärmeenergie der E-Traktionskomponenten wird über den Chiller dem Kältemittelkreislauf saugseitig zur Verfügung gestellt (siehe Abbildung 4.9). Der im Kühlwasserkreislauf integrierte Kühler wird mithilfe eines 3/2-Wege-Ventils im Wärmepumpenbetrieb überbrückt und das Kühlwasser wird über eine Bypass-Kühlwasserleitung geführt, um keine Wärme an die Umgebung abzugeben. In den Sommermonaten dient der Kühler zur Kühlung der E-Traktionskomponenten.

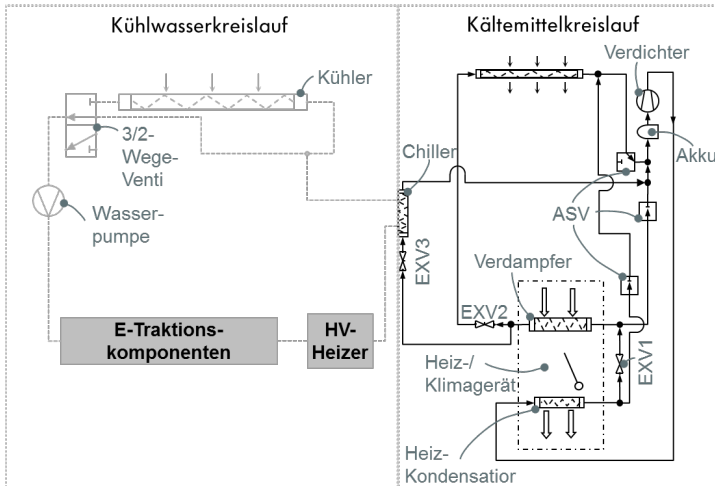


Abb. 4.9: Darstellung der Anbindung des Kühlwasserkreislaufs an den Kältemittelkreislauf der Wärmepumpe über den Chiller

4.2.1 Erzeugte Heizleistung der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe

In der ersten Messung der Wärmepumpe im E-Fahrzeug werden die E-Traktionskomponenten kühlwasserseitig in der Standardverschlauchung verschaltet.

Zum Vergleich der Heizleistungen der beiden Wärmepumpenarten werden die Werte wie folgt ermittelt und berechnet. Die elektrischen Leistungen des Hochvoltheizers und des Verdichters werden mithilfe von Messshunts ermittelt. Ein Messshunt, auch Nebenschlusswiderstand genannt, kann über einen definierten Widerstand den Spannungsabfall für Messungen von Hochstrom ermitteln. Mithilfe des ohmschen Gesetzes kann der ermittelte Spannungswert in einen Stromwert umgerechnet werden und mit der Hochvoltspannung des Fahrzeugs kann die verbrauchte elektrische Leistung berechnet werden (ITWissen n.d.). Die luftseitigen Leistungsberechnungen werden anhand der ermittelten Gesamtluftmengen und den Temperaturmessstellen vor und nach den Wärmeübertragern für beide Fahrzeuge berechnet. Zur Ermittlung der luftseitigen Heizleistung werden die gemittelten Ansaugtemperaturen vor dem Klimagerät und die gemittelten Ausblastemperaturen an den verwendeten Ausströmern verwendet. Die verbundenen Wärmeverluste über Konvektion an die durchströmten Luftführungskanäle werden nicht separat für die vermessenen Fahrzeuge betrachtet, da es sich um den gleichen Fahrzeugtyp handelt.

Die Ermittlung der Fahrgastraumtemperatur erfolgt nach den Vorgaben der Richtlinie VDA-220 „Standardaufheizung für Pkws“.

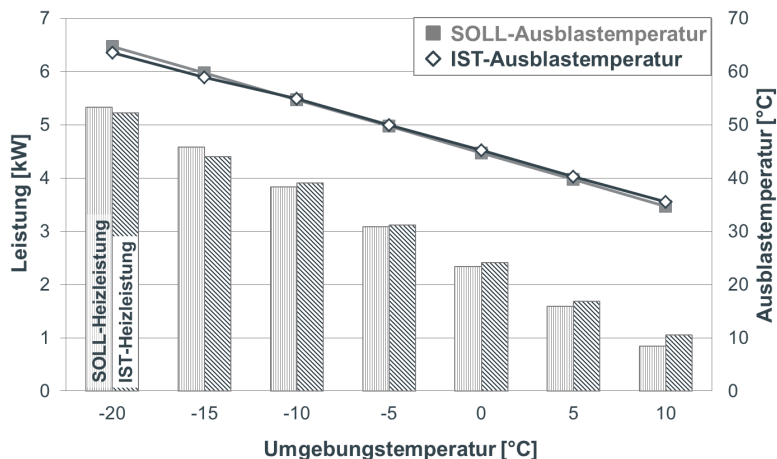


Abb. 4.10: Darstellung der Messergebnisse von den möglichen Heizleistungen einer Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe mit wasserseitigem Hochvoltheizer bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen (SOLL-Werte nach Jung et al. 2011: 397)

Das Diagramm 4.10 stellt die erzeugten IST- den SOLL-Heizleistungen gegenüber und vergleicht die IST- mit den SOLL-Ausblastemperaturen entsprechend der Umgebungstemperaturen. Die Leistungen sind als Säulen dargestellt und die Ausblastemperaturen als Linien ausgeführt.

Bezogen auf die Messergebnisse der Luft/Luft-Wärmepumpe werden sowohl die SOLL-Vorgaben bei der Heizleistung als auch Ausblastemperaturen bei Umgebungstemperaturen unterhalb von -5°C erreicht. Das im Kapitel 4.1.2 festgestellte Heizleistungsdefizit der Luft/Luft-Wärmepumpe (siehe Abbildung 4.4) wird mithilfe des Kühlwasserkreislaufs über den Hochvoltheizer und die E-Traktionskomponenten kompensiert.

4.2.2 Vergleich des Hochvoltheizers mit der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe

Die zum Vergleich der beiden Heizkonzepte des Hochvoltheizers und der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe herangezogenen Ergebnisse entstanden nach der Richtlinie VDA-220 Standardaufheizung für Pkws. Im Fall des Hochvoltheizers werden die Messergebnisse aus dem Kapitel 3.3 zum Vergleich verwendet.

Die Gegenüberstellung der Heizleistungen und die sich einstellenden Fahrgastraumtemperaturen nach 30 Minuten werden in der folgenden Tabelle dargestellt.

Tab. 4.1: Vergleich der beiden Heizsysteme Hochvoltheizer und Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe im Fahrzeug bei verschiedenen Umgebungstemperaturen in einer Klimakammer

Heiz- konzept	HV-Heizer	WP	HV-Heizer	WP	HV-Heizer	WP
Temperatur [°C]	-10		0		10	
P_{el} [W]	4,84	2,92	3,2	1,66	1,4	0,5
T_{Ansaug} [°C]	-8,6	-7,8	1,5	1	10,5	11,5
$T_{Ausblas}$ [°C]	51	51	43	43	30	32
\dot{Q}_{Heiz} [W]	4,29	4,21	2,87	2,91	1,31	1,37
Leistungs- zahl [–]	0,88	1,44	0,89	1,76	0,93	2,74

Die aufgebrauchte elektrische Leistung (P_{el}) zur Beheizung des Fahrgastraums setzt sich bei der Wärmepumpe aus dem Verdichter, dem Hochvoltheizer und dem Lüfter zusammen. Bei dem Fahrzeug mit reinem Hochvoltheizer wird nur die elektrische Leistungsaufnahme des Hochvoltheizer herangezogen. Das verwendete Gebläse ist bei beiden Fahrzeugen gleich und die Verwendung der Kühlwasserpumpe findet bei beiden Systemen statt.

Diagramm 4.11 vergleicht das Verhalten der Ausblastemperaturen an den Defrostausströmern und die elektrisch aufgenommenen Leistungen der Hochvoltkomponenten des Hochvoltheizers mit der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe bei einer Umgebungstemperatur von 0°C.

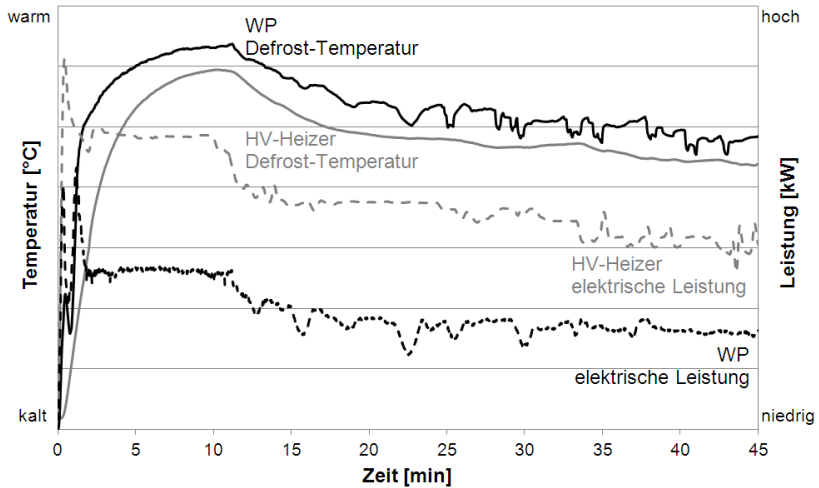


Abb. 4.11: Vergleich der Ausströmtemperaturen und der dazu benötigten elektrischen Leistungen vom Hochvoltheizer zur Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe bei einer VDA-Aufheizmessung bei 0°C

Die schwarzen Linien stellen die Werte der Wärmepumpe und die graue Linien die des Hochvoltheizers dar. Die benötigten elektrischen Leistungen zur Erzeugung der jeweiligen Ausblastemperaturen sind gestrichelt dargestellt.

Im Vergleich zum Hochvoltheizer erzeugt die Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe einen schnelleren Anstieg der Ausblastemperaturen an den Defrostausröhrern. Darüber hinaus befinden sich die Ausströmtemperaturen über den gesamten Messungszeitraum oberhalb der Ausblastemperaturen des Hochvoltheizers.

Der Nachteil dieser Wärmepumpenart liegt in ihrem direkten Einfluss auf die Ausströmtemperaturen durch elektrische Leistungsschwankungen anhand von Drehzahländerungen am Verdichter. Das zeigt sich am deutlichsten in der 11. Minute, in der die Ausströmtemperatur der elektrischen Leistungsreduzierung direkt folgt. Dieser Vorgang findet bei allen Heizkonzepten statt, um ein Überhitzen des Fahrgastraums zu verhindern.

Das Heizkonzept mit dem Hochvoltheizer hat einen niedrigeren Anstieg der Ausblastemperaturen und bleibt im Verlauf der Aufheizmessung auf einem niedrigeren Temperaturniveau. Der Vorteil dieses Heizkonzepts liegt in der Energiespeicherung und der damit einhergehenden Dämpfung der elektrischen Leistungsreduzierung am Hochvoltheizer durch das Kühlwasser (siehe Diagramm 4.11).

Die Temperaturschwankungen an den Ausströmern dieser Wärmepumpenart sind deutlich größer als beim Heizkonzept mit Hochvoltheizer. Die Schwankungen an den Ausströmern bei tiefen Umgebungstemperaturen werden vom Passagier deutlich wahrgenommen und als unkomfortabel empfunden.

Das Heizsystem mit reinem Hochvoltheizer benötigt rund doppelt so viel an elektrischer Leistung zum Beheizen des Fahrgastraums bei 0°C Umgebungstemperatur. Der Minderverbrauch an elektrischer Leistung des Wärmepumpensystems im Vergleich zu einem Heizkonzept mit reinem Hochvoltheizer verdeutlicht den wesentlichen Vorteil dieses Heizkonzepts in einem E-Fahrzeug.

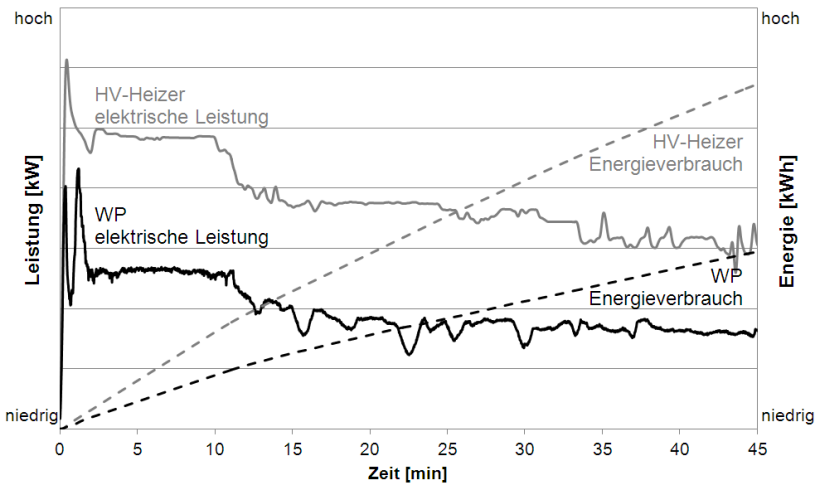


Abb. 4.12: Vergleich der benötigten elektrischen Leistungen und den daraus resultierenden Energien für den Hochvoltheizer mit der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe bei einer VDA-Aufheizmessung von 0°C Umgebungstemperatur

Das Diagramm 4.12 beschreibt die elektrischen Leistungen und Energieverbräuche für die beiden Heizsysteme Hochvoltheizer und Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe. Die Energieverbräuche beider Heizsysteme stehen für die elektrisch aufgenommene Leistung des entsprechenden Heizsystems kumuliert über die Zeit. Am Ende der VDA-Aufheizmessung werden die elektrischen Energieverbräuche der Heizsysteme miteinander verglichen und es ergibt sich eine Leistungszahl von 1,95. Die ermittelte Leistungszahl bei 0°C Umgebungstemperatur und gleicher Heizleistung ergibt einen fast doppelt so großen Verbrauch an elektrischer Energie des Hochvoltheizers im Vergleich zur Wärmepumpe.

4.2.3 Reduzierung der Fahrgastraumtemperatur

Der Vergleich der herkömmlichen und reduzierten Fahrgastraumtemperatur erfolgt unter den gleichen Randbedingungen und mit demselben Fahrzeug. Die Grundeinstellungen im Klimabedienteil sind für beide Messungen identisch vorgenommen worden, um den energetischen Vorteil der reduzierten Fahrgastraumtemperatur ermitteln zu können.

Im dem Diagramm 4.13 werden die herkömmlichen und reduzierten Fahrgastraum- und Ausblastemperaturen verglichen. Im rechten Bereich des Diagramms wird die elektrische Energieeinsparung durch die Reduktion der Fahrgastraumtemperatur im Vergleich zur herkömmlichen Fahrgastraumtemperatur aufgezeigt.

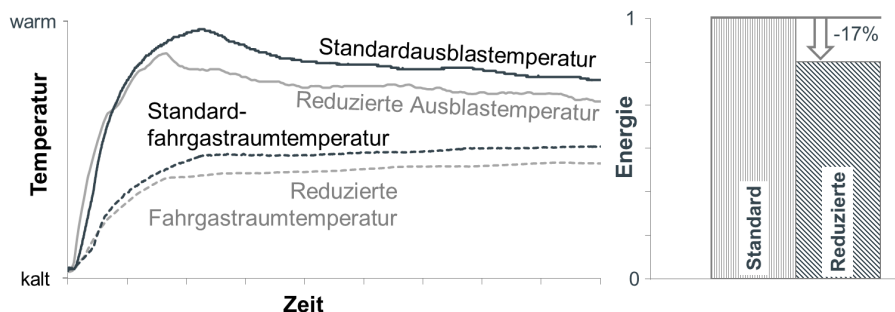


Abb. 4.13: Gegenüberstellung von Standardfahrgastraum- und Standardausblastemperaturen mit den reduzierten Fahrgastraum- und Ausblastemperaturen bei einer Umgebungstemperatur von -7°C in der Aufheizphase und deren Einfluss auf den Energieverbrauch der Wärmepumpe im eingeschwungenen Zustand

Bei einer Reduzierung der Fahrgastraumtemperatur ist ein früheres Abregeln der Ausblastemperatur zu erkennen. Mit einem früheren Abregeln der Ausblastemperatur im dynamischen Anteil der Fahrgastraumbeheizung wird aus der Traktionsbatterie weniger elektrische Energie entnommen, was wiederum zu einer Reichweitenerhöhung beiträgt. Der energetische Vorteil der reduzierten Fahrgastraumtemperatur ist bei der Gegenüberstellung des Energieverbrauchs zur Beheizung eines E-Fahrzeugs deutlich zu erkennen. Durch das Reduzieren der Fahrgastraumtemperatur um 2 K wird eine Reduzierung des elektrischen Energieverbrauchs um 17% im eingeschwungenen Zustand realisiert.

4.3 Einfluss der Fahrgastraumtemperatur auf den Energieverbrauch

Die Umgebungstemperatur und die dazu geforderte Fahrgastraumtemperatur mit der resultierenden Ausblastemperatur geben dem Heizsystem die benötigten Informationen, welche zum Erreichen und Halten der gewünschten Fahrgastraumtemperatur erzeugt werden müssen. Im folgenden Diagramm 4.14 werden die erreichbaren Fahrgastraumtemperaturen entsprechend der Umgebungstemperaturen für den Kraftstoffheizer, Hochvoltheizer und die Wärmepumpe ohne/mit Optimierungen aufgezeigt.

Die beiden Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpen ohne/mit Optimierung sind gleich aufgebaut, wie im Kapitel 4.2 beschrieben. Der Unterschied befindet sich in der abgesenkten Komforttemperatur des Fahrgastraums um 2 K. Die Randbedingungen am Klimabedienteil, wie sie bei den vermessenen Heizkonzepten (Kapitel 3) zum Einsatz gekommen sind, sind zur Wahrung der Vergleichbarkeit beibehalten worden.

Im folgenden Diagramm wird mithilfe der schwarzen Linie die mittlere Lufttemperatur des Pkw-Fahrgastraums zur Umgebungstemperatur laut DIN 1946-3 beschrieben (DIN 1946-3:2006-07).

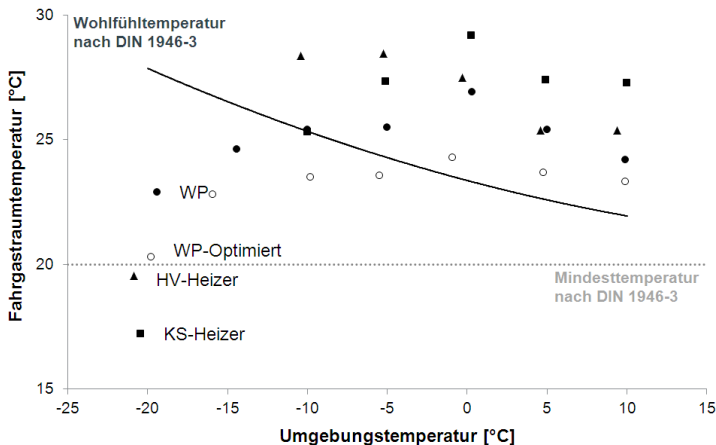


Abb. 4.14: Vergleich der Fahrgastraumtemperaturen für die unterschiedlichen Heizkonzepte entsprechend der Umgebungstemperaturen nach den Bedingungen der VDA-Aufheizmessung nach 30 Minuten zur gewünschten Innenraumtemperatur nach DIN 1946-3:2006-07 (Seite 7 und 11)

Die dargestellten Ergebnisse für die Fahrgastraumtemperaturen zu den entsprechenden Umgebungstemperaturen in der Klimakammer vergleichen die Heizsysteme in der 30. Minute der VDA-Aufheizmessungen. Bei Umgebungstemperaturen um -20°C liegen die Fahrgastraumtemperaturen für alle Heizsysteme zwischen 17°C und 23°C . Nach der DIN 1946-3:2006-07 sollte bei der Umgebungstemperatur von -20°C eine Fahrgastraumtemperatur größer als 27°C herrschen. Die gemessenen Fahrgastraumtemperaturen bei -20°C für die Heizsysteme sind als grenzwertig einzustufen und auf Dauer als unangenehm zu empfinden. Die beiden Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpen mit/ohne Optimierung sind zusätzlich zu den anderen Heizsystemen bei der Umgebungstemperatur von -15°C gemessen worden. Dort zeigt sich ein mit der Umgebungstemperatur von -20°C vergleichbares Bild, bei dem die eingeregelter Fahrgastraumtemperaturen nicht komfortabel sind.

Der Energieverbrauch zwischen der Wärmepumpe ohne Absenkung und der optimierten Wärmepumpe mit reduzierter Fahrgastraumtemperatur wird in dem folgenden Diagramm 4.15 dargestellt. Die Absenkung des Energieverbrauchs erfolgt mithilfe einer reduzierten SOLL-Ausblastemperatur im Fahrgastraum, welche durch das Klimabedienteil vorgegeben wird (siehe Kapitel 3.1). Des Weiteren werden die Leistungszahlen der beiden Wärmepumpenarten entsprechend der Umgebungstemperaturen dargestellt. Die Leistungszahl steht für das Verhältnis zwischen erzeugter Heizenergie (luftseitig) und elektrisch aufgenommener Energie.

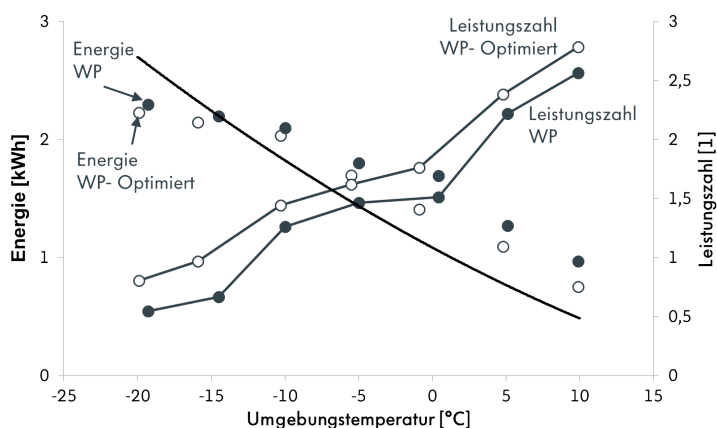


Abb. 4.15: Vergleich der Energieverbräuche und der Leistungszahlen zu den Umgebungstemperaturen nach den Bedingungen der VDA-Aufheizmessung nach 30 Minuten im Verhältnis zur gewünschten Innenraumtemperatur nach DIN 1946-3:2006-07

Die reduzierte Fahrgastraumtemperatur führt zu einer Leistungsreduzierung und somit zu einem Minderverbrauch an elektrischer Energie, welche zur Beheizung des Fahrgastraums benötigt wird. Im Fall der Wärmepumpe handelt es sich auf der Hochvoltseite um den Verdichter und den Hochvoltheizer sowie auf der Niedersvoltseite um den Kühlerlüfter und die Kühlwasserpumpe.

Bei der Untersuchung durch die FAT mit der Schriftenreihe FAT 233 "Spezifische Anforderungen an das Heiz-/Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge" wird simulatorisch auf die Einflüsse der Vorkonditionierung unter Berücksichtigung unterschiedlicher Umluftmengen auf die Reichweite eines E-Fahrzeugs der Kompaktklasse eingegangen. Bei tiefen Umgebungstemperaturen wird deutlich, dass bei einer Vorkonditionierung (bei gleichzeitiger Nutzung der Umluft) eine Leistungsreduzierung zum Beheizen des Fahrgastraums zu verzeichnen ist und diese somit einen großen Einfluss auf die Reichweite des E-Fahrzeugs besitzt. Die reine Vorkonditionierung des Fahrgastraums und der anschließende Fahrzyklus in Frischluft hat kaum einen Einfluss auf die Reichweite (FAT 233 2011: 51).

Die Aussagen aus der Schriftenreihe können anhand der Abbildung 2.5 aus Kapitel 2.2 bestätigt werden. Das Diagramm beschreibt die benötigte Heiz- und Kühlleistung entsprechend der Umgebungstemperatur für einen Fahrgastraum der Kompaktklasse im stationären Zustand. Die Einstellungen sind so getroffen, dass die Komforttemperaturen im Fahrgastraum mit den jeweiligen Umgebungstemperaturen gehalten werden können.

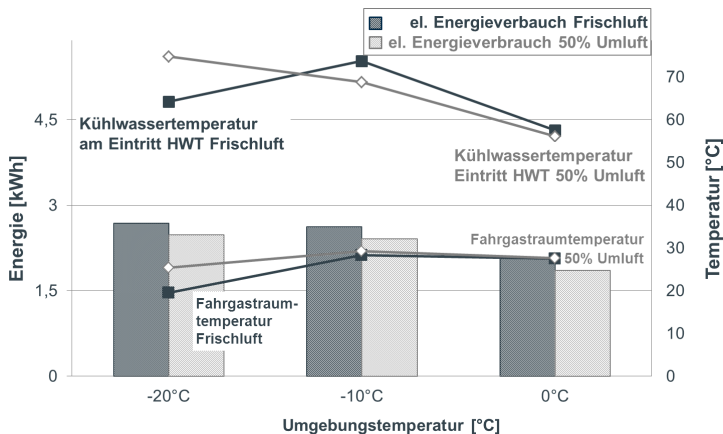


Abb. 4.16: Vergleich der Energieverbräuche und der Temperaturen zu den Umgebungstemperaturen nach den Bedingungen einer VDA-Aufheizmessung nach 30 Minuten im Verhältnis der beiden gewünschten Innenraumtemperaturen nach DIN 1946-3

Die Abbildung 4.16 beschreibt die elektrisch entnommene Energie aus der Traktionsbatterie für das E-Fahrzeug mit Hochvoltheizer zur Beheizung des Fahrgastraums bis zur 30. Minute in Frischluft und 50% Umluftanteil.

Die Fahrgastraumtemperatur von $\geq 20^{\circ}\text{C}$ nach 30 Minuten (DIN 1946-3) wird bei einer Umgebungstemperatur von -20°C in Frischluft nicht erreicht. Bei einem Umluftanteil von 50% erreicht der Fahrgastraum eine Temperatur von 25°C und liegt damit über der Mindestvorgabe aus der DIN 1946-3:2006-07 und nur leicht unterhalb der gewünschten mittleren Fahrgastraumtemperatur von $\geq 27^{\circ}\text{C}$. Die Vorteile eines 50%igen Umluftanteils liegen in der höheren Ansauglufttemperatur vor dem Heizungswärmeübertrager und somit können höhere Austrittstemperaturen luft- und kühlwasserseitig erreicht werden. Die höhere Kühlwasseraustrittstemperatur aus dem Heizungswärmeübertrager führt zu einer höheren Temperatur im Kühlwasserkreislauf des Hochvoltheizers (im oberen Bereich des Diagramms dargestellt). Ab einer Umgebungstemperatur von -10°C erreicht das Heizsystem auch in Frischluft die Wohlfühltemperatur nach DIN 1946-3 im Fahrgastraum. Im Vergleich zum 50%igen Umluftanteil erreicht der Hochvoltheizer im Frischluftbetrieb nur mithilfe eines höheren Energieeinsatzes die gewünschte Fahrgastraumtemperatur.

Der elektrische Energieverbrauch liegt bei dem Zumischen von vorkonditionierter Innenraumluft (Umluft) leicht unterhalb des elektrischen Energieverbrauchs zur reinen Frischluftaufheizung (mittlerer Bereich des Diagramms). Das Verhältnis zwischen den beiden elektrischen Energieverbräuchen zieht sich gleichmäßig über die drei Umgebungsbedingungen durch.

Die Messungen mit einem Umluftanteil von 50% sind ohne Berücksichtigung der Innenraumfeuchte durchgeführt worden. Darüber hinaus fanden die Messungen in einer Klimakammer statt, in der eine geringe Luftfeuchtigkeit herrscht. In der Realität ist ein so hoher Umluftanteil nur möglich, wenn sich ein Passagier und wenig Feuchtigkeit im Fahrgastraum befinden. Ist die Innenraumfeuchte des Fahrgastraums zu hoch, beschlagen die Scheiben und ein freier Sichtbereich für den Fahrer ist nicht mehr gewährleistet. Nach der Richtlinie 78/317/EEC muss die Windschutzscheibe enteist und beschlagsfrei gehalten werden. Darüber hinaus ist es vom jeweiligen Hersteller abhängig, wie die Rundumsicht durch die Seitenscheiben im Dreiecksbereich der Außenspiegel beschlagsfrei gehalten werden, damit eine Rundumsicht für den Fahrer gewährleistet ist und bleibt.

4.4 Vergleich des Reichweiteneinflusses der einzelnen Heizkonzepte

Im Diagramm 4.17 wird auf den Reichweiteneinfluss der beschriebenen Heizmaßnahmen für ein elektrisch betriebenes Fahrzeug der Kompaktklasse eingegangen. Die Darstellung vergleicht die Heizmaßnahmen im Bezug auf den Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Reichweite.

Der schwarze Balken steht für das Beheizen eines elektrischen Fahrzeugs mit wasserseitigem Hochvoltheizer (siehe Kapitel 3.3). Mit diesem Heizsystem wird der größte Anteil an elektrischer Energie aus der Traktionsbatterie zum Beheizen des Fahrgastraums benötigt. Der dunkelgraue Balken beschreibt die Reichweite der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe (Kapitel 4.2) in der gleichen Fahrzeugklasse wie der Hochvoltheizer. Es wird deutlich, dass bei Umgebungstemperaturen unterhalb von -10°C keine Energieeinsparungen möglich sind. Dies resultiert aus dem verwendeten Kältemittel R134a, dem Fördervolumen und der maximalen Drehzahl des Verdichters. Bei Umgebungsbedingungen oberhalb von -10°C wird eine höhere Heizleistung im Verhältnis zur benötigten elektrischen Leistung erzeugt (Leistungszahl > 1). Bei Umgebungstemperaturen größer 5°C wird eine geringere Heizleistung benötigt und der Reichweitenvorteil zu den anderen Heizsystemen fällt geringer aus.

Der hellgraue Balken steht für das Heizsystem mit einem Kraftstoffheizer (Kapitel 3.2). Dieser ist bis zu einer Umgebungsbedingung von -10°C von der Traktionsbatterie nahezu unabhängig. Die zusätzlich benötigte Energie aus der Traktionsbatterie bei Umgebungsbedingungen unterhalb von -10°C wird für eine Zuheizmaßnahme notwendig, um die Komforttemperatur des Fahrgastraums zu halten. Das ist notwendig, wie die Ergebnisse der VDA-Aufheizmessungen belegen (siehe Kapitel 3.4).

Der weiße Balken repräsentiert die Reichweite ohne die Beheizung des Fahrgastraums. Sie stellt die maximale Reichweite des E-Fahrzeugs dar, welches mit der Batteriekapazität möglich ist.

Es wird deutlich, dass das Beheizen des Fahrgastraums bei Heizsystemen die die benötigte elektrische Energie aus der Traktionsbatterie beziehen, einen großen Einfluss auf die Reichweite eines E-Fahrzeugs ausüben, im Vergleich zum Fahrzeug ohne Beheizung.

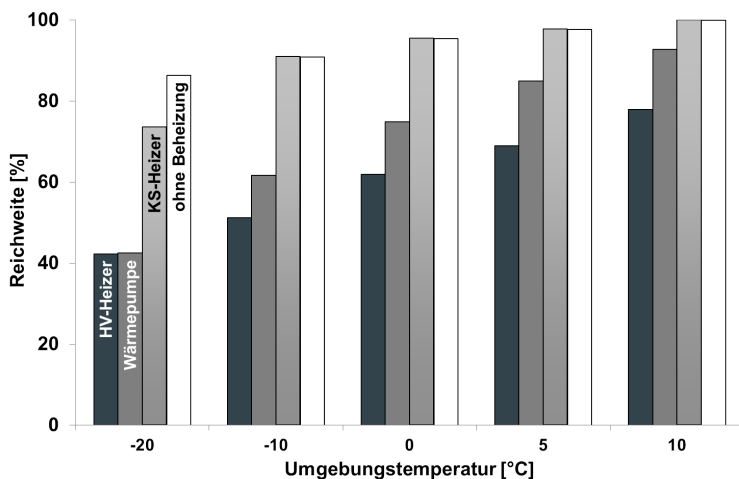


Abb. 4.17: Einfluss und Vergleich der Heizungsarten mit Hochvoltheizer, Wärmepumpe, Kraftstoffheizer und ohne Beheizung eines E-Fahrzeugs der Kompaktklasse auf die Reichweite

Das Diagramm 4.17 zeigt eine Halbierung der Reichweite bei einer Umgebungstemperatur von -20°C bei einer Beheizung des Fahrgastraums auf eine Temperatur von 22°C . Dieser große Reichweiteneinfluss ist sowohl beim Hochvoltheizer als auch bei der Wärmepumpe festzustellen. Im Vergleich zum Hochvoltheizer kann bei gleichem elektrischen Energieverbrauch die gewünschte Fahrgastraumtemperatur mit der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe erreicht werden. Zur Heizleistungssteigerung der Wärmepumpe wird ab einer Umgebungstemperatur unterhalb von -10°C ein wasserseitiger Hochvoltheizer zugeschaltet. Somit ist ab diesem Bereich ein erhöhter elektrischer Energiebedarf zur Beheizung des Fahrgastraums notwendig und wirkt sich negativ auf die Gesamtreichweite des E-Fahrzeugs aus (siehe -20°C) und liegt auf dem gleichen Niveau wie die Heizungsart mit reinem Hochvoltheizer. Allerdings wird bei der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe eine höhere Fahrgastraumtemperatur erzielt im Vergleich zum Hochvoltheizer (siehe Abbildung 4.14). Der Einsatz dieser Zuheizmaßnahme für die beschriebene Wärmepumpe ist nötig, um das Saugdruckniveau im Kältemittelkreislauf zu erhöhen. Die steigende Heizleistungsanforderung des Fahrgastraums durch die tieferen Umgebungstemperaturen und den Einsatz des Kältemittels R134a machen diese Zuheizmaßnahme unverzichtbar.

5 Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten im E-Fahrzeug

Das folgende Kapitel befasst sich mit dem Kühlwasserkreislauf des verwendeten E-Fahrzeugs. Hier werden die E-Traktionskomponenten detailliert betrachtet und Optimierungsmaßnahmen anhand der sich ergebenden Ergebnisse aus den Versuchen erarbeitet.

Die Verwendung des Kühlwasserkreislaufs des E-Fahrzeugs als eine Energiequelle für die beschriebene Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe bietet die Möglichkeit einer thermisch optimierten Verschaltung der E-Traktionskomponenten.

Im ersten Abschnitt wird auf die Standardkühlwasserverschaltung der E-Traktionskomponenten und die sich einstellenden Kühlwassertemperaturen im Ladevorgang eingegangen.

Der zweite Abschnitt beinhaltet die Optimierungsmaßnahmen in der Kühlwasserverschaltung der E-Traktionskomponenten und der Temperaturschaltswelle des 3/2-Wege-Ventils für den Bypass des Kühlers.

Am Ende werden die Ergebnisse aus den beiden Abschnitten verglichen und die Potentiale einer thermisch optimierten Kühlwasserverschaltung mit vorkonditionierten E-Traktionskomponenten für die Nutzung einer wasserseitig eingebundenen Wärmepumpe aufgezeigt.

5.1 Verhalten des Standardkühlwasserkreislaufs beim Ladevorgang

In der folgenden Betrachtung wird auf die Standardkühlwasserverschaltung der E-Traktionskomponenten eingegangen.

Das Flussdiagramm in der Abbildung 5.1 stellt die Verschaltungsreihenfolge der E-Traktionskomponenten im Standardkühlwasserkreislauf eines E-Fahrzeugs exemplarisch dar.

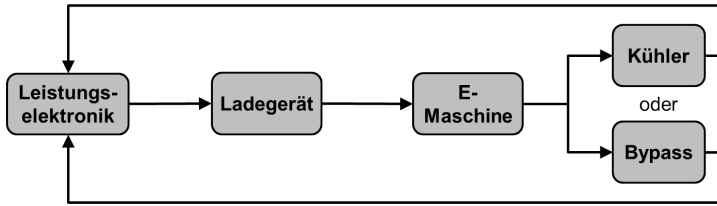


Abb. 5.1: Standardkühlwasserverschaltung der E-Traktionskomponenten für ein E-Fahrzeug ohne wasserseitig eingebundene Wärmepumpe

Eine detaillierte Beschreibung des Kühlwasserflusses zwischen den E-Traktionskomponenten wird in der Abbildung 5.2 dargestellt. Des Weiteren sind die Messstellen im Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten eingezeichnet.

Das Kühlwasser wird über eine Kühlwasserpumpe durch die Leistungselektronik (LE), das Ladegerät (LG) und die E-Maschine gefördert. Zwischen den E-Traktionskomponenten sind Temperaturmessstellen im Kreislauf zur Bilanzierung installiert. Am Austritt der E-Maschine wird das Kühlwasser anhand der Schaltstellung des 3/2-Wege-Ventils über den Kühler oder den Bypass zurück zur Kühlwasserpumpe gefördert. Die Position des Wasservolumensensors im Kühlwasserkreislauf befindet sich zwischen dem 3/2-Wege-Ventil und der Pumpe. Durch die Lage der Wasservolumenmessstelle ist sichergestellt, dass der gesamte Wasservolumenstrom in beiden Schaltstellungen des 3/2-Wege-Ventils aufgezeichnet werden kann.

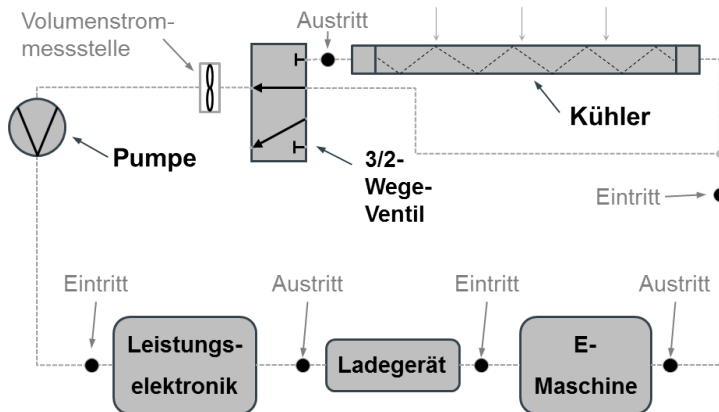


Abb. 5.2: Temperaturmessstellen im Standardkühlwasserkreislauf zur Darstellung des Aufheizverhaltens der E-Traktionskomponenten und deren Temperaturverläufe beim Ladevorgang

Das Diagramm 5.3 beschreibt den Aufheizfall des Kühlwasserkreislaufs der in Abbildung 5.2 dargestellten E-Traktionskomponenten beim Ladevorgang der Traktionsbatterie. Die Messung zum Aufheizverhalten der E-Traktionskomponenten wird bei einer Umgebungstemperatur von -5°C durchgeführt. Die Traktionsbatterie hat beim Start des Ladevorgangs einen Ladezustand von 20% und wird mit einem Ladestrom von 25 A geladen. Nach Erreichen einer Batteriekapazität von 80% wird der Ladestrom kontinuierlich reduziert.

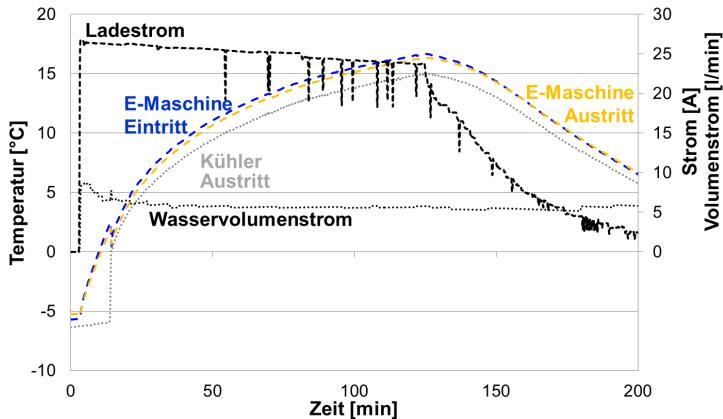


Abb. 5.3: Minimal- und Maximaltemperaturen des Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten beim Ladevorgang mit dem entsprechenden Ladestrom und Wasservolumenstrom bei -7°C Umgebungstemperatur

Zum Start des Ladevorgangs ist das 3/2-Wege-Ventil in der Bypassposition geschaltet (siehe Abbildung 5.2). Nach Erreichen einer Temperatur von 2°C im Kühlwasserkreislauf wird das 3/2-Wege-Ventil geschaltet und das Kühlwasser über den Kühler geführt. Der Schaltvorgang des 3/2-Wege-Ventils ist in diesem Experiment anhand des schnellen Anstiegs der Temperaturmessstelle „Kühler Austritt“ erkennbar (grau gepunktete Linie). Durch das Öffnen des Kühlers erfolgt eine Abkühlung des gesamten Kühlwasserkreislaufs. Die Messstellen „E-Maschine Eintritt“ (blau gestrichelte Linie), „E-Maschine Austritt“ (gelb gestrichelte Linie) und „Kühler Austritt“ zeigen den Temperaturverlauf im Verhältnis zum Ladestrom über den kompletten Ladezeitraum. Der Wasservolumenstrom (schwarz gepunktete Linie) ist bei der Lademessung stabil und beträgt 5 l/min .

Beim Absenken des Ladestroms (schwarz gestrichelte Linie) ab der 130. Minute ist ein deutlicher Abfall der Kühlwassertemperatur zu erkennen (siehe Abbildung 5.3). Die Temperaturen am Ein- und Austritt der E-Maschine zeigen, dass die E-Maschine im Bereich der hohen Ladeströme eine Wärmesenke darstellt und im Anschluss

beim Absenken des Ladestroms als Wärmequelle dient. Der Temperaturabfall nach dem Absenken des Ladestroms hängt mit der kontinuierlichen Zirkulation des Kühlwassers zusammen. Die Kühlwasserpumpe wird erst zum Ende des Ladungsvorgangs abgeschaltet.

Die Wärmequellen und Wärmesenken des Kühlwasserkreislaufs des E-Fahrzeugs sind im folgenden Diagramm 5.4 anhand ihrer Wärmeströme an den Kühlwasserkomponenten dargestellt.

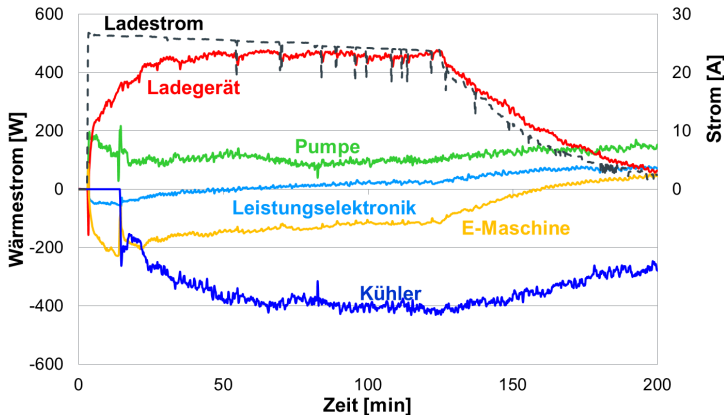


Abb. 5.4: Wärmeströme im Kühlwasserkreislauf der einzelnen E-Traktionskomponenten mit den entsprechenden Ladeströmen beim Ladevorgang

Der Wärmestrom der einzelnen Komponenten des Kühlwasserkreislaufs wird durch die Temperaturmessstellen vor und nach jeder Komponente und dem Wasservolumenstrom berechnet. Anhand des Wärmestroms kann über den gesamten Ladevorgang eine Betrachtung der Wärmespeicherung für die einzelnen Komponenten im Kühlwasserkreislauf durchgeführt werden.

Im Ladevorgang dient das Ladegerät „LG“ (rote Linie) als Wärmequelle und gibt den Wärmestrom an das durchströmende Kühlwasser ab. Der Wärmestrom wird bis zum Reduzieren des Ladestroms (schwarz gestrichelte Linie) gehalten. Entsprechend der Ladestromreduzierung wird weniger Abwärme an das Kühlwasser abgegeben. Nach dem LG durchströmt das Kühlwasser die E-Maschine (gelbe Linie), die als Wärmesenke bis zum Reduzieren des Ladestroms dient. Das Ganze kehrt sich um, nachdem die eingebrachte Abwärme des LGs geringer wird und sich die Temperaturen am Ein- und Austritt der E-Maschine umkehren, somit also die E-Maschine als Wärmequelle dient. Der Kühler fungiert nach dem Umschalten des 3/2-Wege-Ventils als Wärmesenke („Kühler“ dunkelblaue Linie) und gibt einen Teil der Abwärme des LGs an die Umgebung ab. Der Wärmestrom, welcher zwischen dem Kühler und

der LE erzeugt wird („Pumpe“ grüne Linie), setzt sich aus der Kühlwasserpumpe und dem 3/2-Wege-Ventil zusammen. Die Bilanzierung erfolgt mithilfe der beiden Temperaturmessstellen „Kühler Austritt“ und „Leistungselektronik Eintritt“ (siehe Abbildung 5.2). Die LE hat während des Ladevorgangs die Aufgabe, das Niedervoltbordnetz (12 V) des E-Fahrzeugs zu stützen. Im Verhältnis zu den Wärmequellen LG (rote Linie) und Pumpe (grüne Linie) liegt die Verlustleistung der LE auf einem sehr geringen Niveau. Somit dient sie nach dem Start des Ladevorgangs als Wärmesenke und erst im Verlauf des Ladevorgangs als Wärmequelle.

Das Diagramm 5.5 stellt die kumulierten Wärmeströme der Kühlwasserkomponenten aus Diagramm 5.4 über dem zeitlichen Verlauf des Ladevorgangs als Wärmemenge dar.

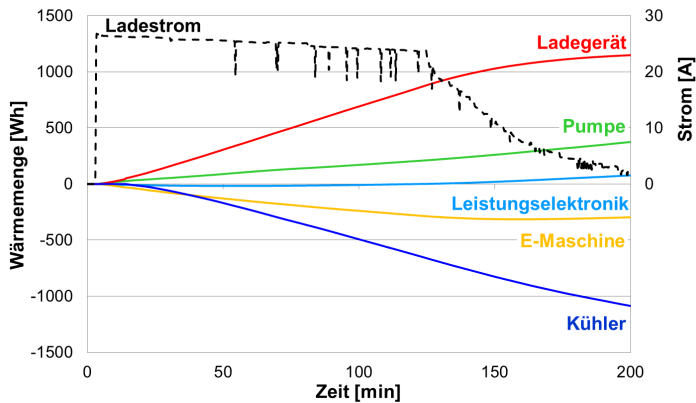


Abb. 5.5: Wärmemengen des Standardkühlwasserkreislaufs, welche durch die E-Traktionskomponenten während des Ladevorgangs aufgenommen oder abgegeben werden

Aus dieser Darstellung wird deutlich, wie sich die Wärmeverteilung innerhalb des Kühlwasserkreislaufs beim Ladevorgang mit 25 A aufteilt. Der größte Anteil vom Wärmestrom wird über das LG (rote Linie) in das Kühlwasser eingebracht. Den zweitgrößten Anteil an Wärmestrom wird beim Laden über die Pumpe und das 3/2-Wege-Ventil (grüne Linie) in den Kühlwasserkreislauf eingebracht. Die dritte und letzte Wärmequelle ist die LE (hellblaue Linie), die einen Minimalanteil an Wärmestrom in den Kühlwasserkreislauf zuführt.

Als Wärmesenken dienen die E-Maschine und der Kühler. Die E-Maschine (gelbe Linie) dient nach dem Start des Ladevorgangs als Wärmesenke und nimmt einen Teil der Wärmeenergie des LGs auf. Durch das Reduzieren des Ladestroms wird weniger

Wärmestrom durch das LG erzeugt und die E-Maschine dient als Wärmequelle. Der Kühler (dunkelblaue Linie) dient nach Erreichen der Temperaturschwelle im Kühlwasserkreislauf von 2°C durch das Schalten des 3/2-Wege-Ventils als Wärmesenke. Durch den Kühler wird die restliche Wärme des Kühlwassers an die Umgebung abgegeben, welche nicht durch die E-Maschine aufgenommen wurde. Die feste Schaltlogik des 3/2-Wege-Ventils mit der festen Schaltschwelle 2°C , welches Kühlwasser über den Bypass oder den Kühler zirkulieren lässt, ist in Verbindung mit einer wasserseitig eingebundenen Wärmepumpe energetisch nicht vorteilhaft.

Die Nutzung des erzeugten Wärmestroms durch eine wasserseitig eingebundene Wärmepumpe erfolgt in dieser Kühlwasserverschaltung nur bei direktem Losfahren nach dem Ladevorgang. Eine Speicherung des Wärmestroms des LGs, der LE und der Pumpe, um die Wärme für eine zeitverzögerte Abfahrt nach dem Ladevorgang nutzen zu können, wäre wünschenswert. Die möglichen Speichermedien sind die kühlwasserseitig eingebundenen E-Traktionskomponenten.

In der Messreihe zum Wärmestromverlauf im Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten werden während des Ladevorgangs zusätzlich Oberflächentemperaturen an der E-Maschine und der LE gemessen. Das Diagramm 5.6 beschreibt die Oberflächentemperaturen der E-Maschine (dunkel und hellgrün gestrichelte Linien) und die Kühlwassertemperatur am Eintritt in die E-Maschine (blau gestrichelte Linie). Darüber hinaus sind im Motorraum Luftmengenmesser bei den E-Traktionskomponenten installiert, um eine Aussage über die konvektiven Verluste treffen zu können. Im Ladevorgang dieses Versuchs findet keine Luftströmung und somit keine erzwungene Konvektion im Motorraum statt.

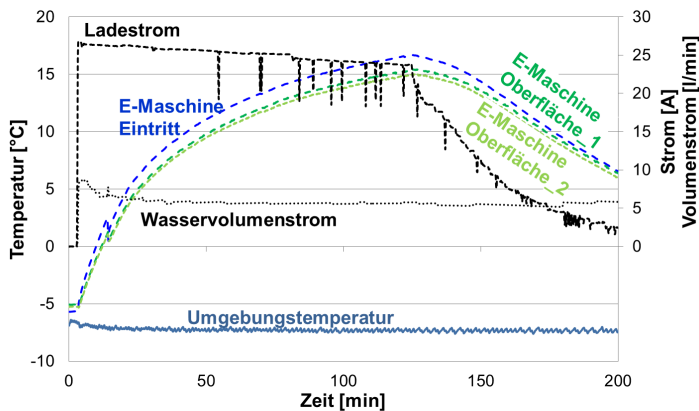


Abb. 5.6: Messung der Oberflächen- und Kühlwassereintrittstemperatur der E-Maschine beim Ladevorgang mit dem zugehörigen Lade- und Wasservolumenstrom beim Standardkühlwasserkreislauf

Der Verlauf der beiden Oberflächentemperaturen folgt der Kühlwassertemperatur am Eintritt der E-Maschine. Nach dem Reduzieren des Ladestroms gleicht sich die Kühlwassertemperatur denen der Oberflächentemperaturen an und liegt am Ende des Ladevorgangs auf gleichem Niveau.

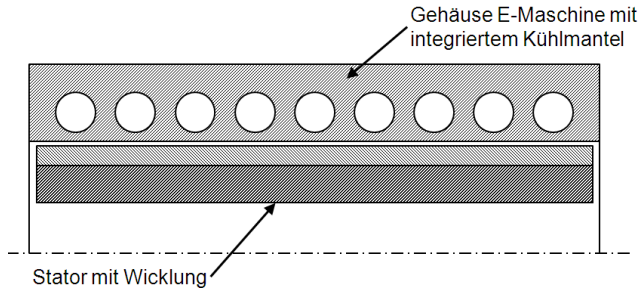


Abb. 5.7: Skizzenhafte Schnittdarstellung der E-Maschine mit Gehäuse/ Kühlmantel und Stator mit Wicklung

Die Abbildung 5.7 erläutert skizzenhaft den Kühlmantel der E-Maschine. Aufgrund der direkten Anbindung des Kühlmantels an die Umgebung wird nur ein Teil der aufgewärmten E-Maschine an das Kühlwasser, der andere Teil über das Gehäuse an die Umgebung über Konvektion und thermische Strahlung abgegeben.

Die Ergebnisse aus den vorangegangenen Messungen kombiniert mit den Erkenntnissen aus obiger Darstellung des Kühlmantels der E-Maschine führt zu dem Schluss, dass eine Wärmedämmung der E-Maschinen Oberfläche für die Nutzung einer Wasser/Luft-Wärmepumpe im Winterbetrieb vorteilhaft ist. Bei hohen Umgebungstemperaturen (Sommerbetrieb) ist ein Abtransport der Abwärme der E-Maschine sowie der anderen E-Traktionskomponenten durch die Einbindung des Kühlers in den Kühlwasserkreislauf gewährleistet.

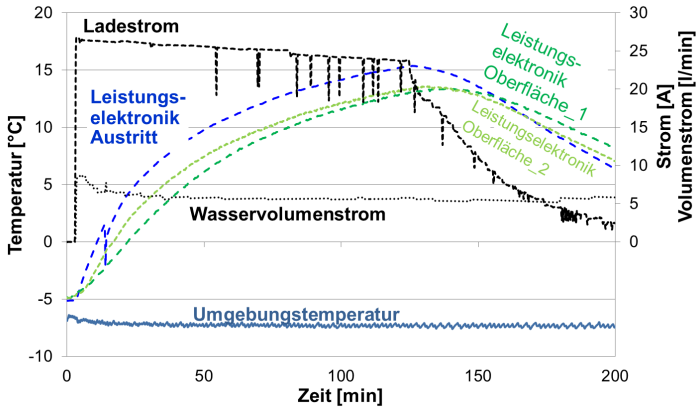


Abb. 5.8: Messung der Oberflächen- und Kühlwasseraustrittstemperatur der Leistungselektronik beim Ladevorgang mit dem zugehörigen Lade- und Wasservolumenstrom beim Standardkühlwasserkreislauf

In der Abbildung 5.8 werden die Oberflächentemperaturen der LE während des Ladevorgangs betrachtet. Die entstehende Kühlwassertemperatur am Austritt der LE (blau gestrichelte Linie) und die Oberflächentemperaturen an der Gehäuseoberseite (grün gepunktete/gestrichelte Linien) sind in Abhängigkeit vom Ladestrom über den Zeitraum des Ladevorgangs dargestellt. Es wird deutlich, dass die Oberflächentemperatur der LE mit steigender Kühlwassertemperatur ansteigt und Wärme über Konvektion an die Umgebung abgegeben wird. Beim Reduzieren des Ladestroms gleichen sich die Temperaturen zwischen dem Kühlwasseraustritt und der Oberfläche der LE an. Durch Abfallen des Ladestroms auf 10 A liegt die Temperatur des Gehäuses oberhalb des Kühlwasseraustritts der LE. Ab diesem Punkt fungiert das Gehäuse der LE bis zum Ende des Ladevorgangs als Wärmequelle und gibt einen Wärmestrom an das durchströmende Kühlwasser und die Umgebung ab. Das Ergebnis der Oberflächen- und der Kühlwassertemperatur am Austritt der LE nach Beendigung des Ladevorgangs lässt die Betrachtung einer wärmedämmten LE zu. Der Einsatz einer solchen LE ist nur in Kombination mit einer Wärmepumpe sinnvoll, die das Kühlwasser und die thermische Masse der E-Traktionskomponenten des E-Fahrzeugs als Energiequelle nutzt.

Die Betriebs-, Maximal- und Minimaltemperaturen der E-Traktionskomponenten, welche als verfügbare Wärmequellen dienen können, werden in der folgenden Abbildung 5.9 aufgelistet.

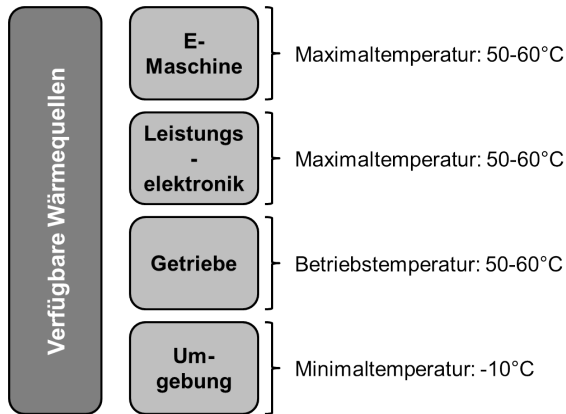


Abb. 5.9: Auflistung der verfügbaren Wärmequellen in einem E-Fahrzeug mit wassergekühlten E-Traktionskomponenten und deren Betriebs- und Maximaltemperaturen

Die Betrachtung der verfügbaren Wärmequellen ist auf eine Wärmepumpe bezogen, die mit dem Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten verbunden ist. Im der verwendeten Wärmepumpenart Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe wird auch die Umgebung als Wärmequelle genutzt.

In den beiden zuvor beschriebenen Messungen ist auf die drei verfügbaren Wärmequellen der E-Maschine, LE und Umgebung eingegangen worden. Des Weiteren kann ein wassergekühltes Getriebe als potenzielle Wärmequelle betrachtet werden. Im Fall des verwendeten E-Fahrzeugs ist das Getriebe nicht in den Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten eingebunden. Darüber hinaus benötigt das Getriebe für einen guten Wirkungsgrad höhere Betriebstemperaturen gegenüber der beschriebenen E-Traktionskomponenten der LE und der E-Maschine. Die LE und E-Maschine werden auf Umgebungstemperatur gehalten und haben keinen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Antriebsstrangs des E-Fahrzeugs. Wird das Getriebe wie die LE und E-Maschine auf Umgebungstemperatur gehalten, führt das zu höheren Energieverbräuchen pro Kilometer innerhalb des Antriebsstrangs und somit zu einem ineffizienteren E-Fahrzeug.

Im Sommer muss sichergestellt werden, dass die E-Traktionskomponenten unterhalb der beschriebenen Maximaltemperaturen betrieben werden, um Temperaturschäden an den Bauteilen und Leistungsreduzierungen auszuschließen. Der Abtransport der Abwärme aus den E-Traktionskomponenten erfolgt mithilfe des Kühlwasserkreislaufs über den eingebundenen Kühler. Die luftseitige Verschaltung des Außenwärmeübertragers und des Kühlers muss hier in umgekehrter Reihenfolge zu einem mit Verbren-

nungskraftmaschinen betriebenen Fahrzeug erfolgen. Der Außenwärmeübertrager ist luftseitig hinter dem Kühler platziert, damit die Abwärme aus der Kondensation des Kältemittels im Außenwärmeübertrager beim Kühlbetrieb des Wärmepumpenkreislaufts nicht das Kühlwasser über den Kühler luftseitig aufheizt (siehe Abbildung 5.10). Bei hohen Umgebungstemperaturen kann dies zur Erreichung der maximal zulässigen Betriebstemperaturen der E-Traktionskomponenten führen und somit zur Abschaltung des Gesamtfahrzeugs oder im Fehlerfall zur Beschädigung der Komponenten.

Die Abbildung 5.10 beschreibt die luftseitigen Austrittstemperaturen des Außenwärmeübertragers im Sommer. Es werden 25 gleichmäßig verteilte Messstellen luftseitig installiert, um eine Darstellung der luftseitigen Austrittstemperaturen des Außenwärmeübertragers wiederzugeben.

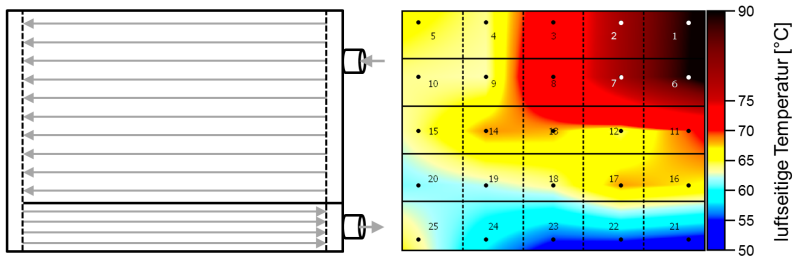


Abb. 5.10: Schematische Darstellung des Außenwärmeübertragers mit Durchflussrichtung und die luftseitigen Austrittstemperaturen des Außenwärmeübertragers bei einer Umgebungstemperatur von 40°C und hoher Verdichterleistung

Die Temperaturverteilung zeigt deutlich den Kältemiteleintritt (dunkelrot) und den Temperaturverlauf über die Fläche bis zum Kältemittelaustritt (dunkelblau) des Außenwärmeübertragers. Die Skaleneinteilung (rechts von der Abbildung) beschreibt die Temperaturwerte. Es wird ersichtlich, dass rund 50% der Oberfläche des Außenwärmeübertragers oberhalb von 70°C liegen und somit die Maximaltemperaturen der E-Traktionskomponenten überschritten werden können (siehe Abbildung 5.9).

Es wird ersichtlich, dass eine Änderung der luftseitigen Verschaltung des Außenwärmeübertragers notwendig ist, um einen Klimaanlagebetrieb im Dauerbetrieb des Fahrzeugs unter hohen Umgebungstemperaturen sicher zustellen. Darüber hinaus ist durch die geänderte Position des Außenwärmeübertragers, dieser im Wärmepumpenbetrieb vor Spritzwasser durch den Kühler geschützt.

5.2 Betrachtung des optimierten Kühlwasserkreislaufs beim Ladevorgang

Die beschriebenen Ergebnisse der Wärmeströme beim Ladevorgang aus Kapitel 5.1 sind in den folgenden Versuchsaufbau eingeflossen. Einerseits ist die Verschaltung der E-Traktionskomponenten des Kühlwasserkreislaufs geändert worden, andererseits ist die Temperaturschaltswelle für die Regelung des 3/2-Wege-Ventils auf ein höheres Temperaturniveau angehoben worden, um eine Wärmeabfuhr über den Kühler an die Umgebung auszuschließen.

Das Flussdiagramm in der Abbildung 5.11 stellt die optimierte Verschaltungsreihenfolge der E-Traktionskomponenten im Kühlwasserkreislauf für ein E-Fahrzeug mit wassergeführter Wärmepumpe exemplarisch dar.

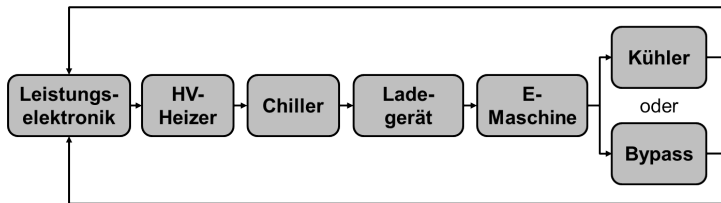


Abb. 5.11: Optimierte Kühlwasserverschaltung der E-Traktionskomponenten für ein E-Fahrzeug mit einer wasserseitig angebundenen Wärmepumpe

In der Abbildung 5.12 werden die Verschaltung des Kühlwasserkreislaufs und die verbauten Messstellen detailliert dargestellt.

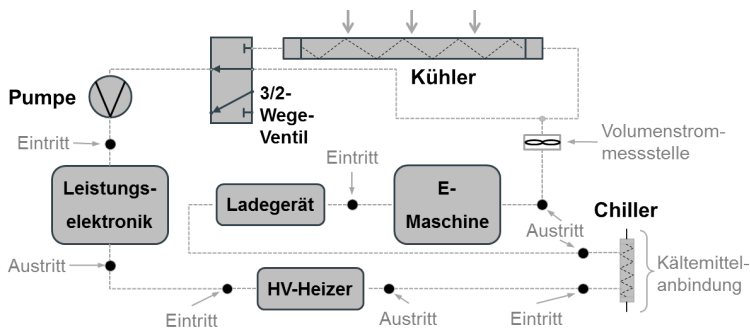


Abb. 5.12: Messstellen im optimierten Kühlwasserkreislauf zur Darstellung des Aufheizverhalten und der Wärmeströme der E-Traktionskomponenten im Ladevorgang

Im Vergleich zum Aufbau des Standardkühlwasserkreislaufs (siehe Kapitel 5.1) wird in diesem Versuchsaufbau nach der LE zunächst der Hochvoltheizer, der Chiller und danach das LG und die E-Maschine mit dem Kühlwasser durchströmt. Diese Anordnung ist gewählt worden, da das Kühlwasser unter Fahrbedingungen durch die LE am stärksten aufgeheizt wird und das warme Kühlwasser dem Chiller zur Verfügung gestellt wird. Ist die Abwärme der LE bei tiefen Umgebungsbedingungen nicht ausreichend, stellt der zwischengeschaltete Hochvoltheizer die zusätzlich benötigte Heizleistung zur Verfügung. Die Kühlwassertemperatur am Chilleraustritt sollte idealerweise der Temperatur der Umgebung entsprechen. Liegt die Kühlwassertemperatur unterhalb der Umgebung, besteht die Gefahr der Kondensatbildung, starker Temperaturspreizungen der internen Bauteile bis hin zum Ausfall der E-Traktionskomponenten. Befindet sie sich oberhalb der Umgebung, kann Wärme über die Gehäuse der E-Traktionskomponenten und die Kühlwasserverschlauchung an die Umgebung abgegeben, wenn diese nicht isoliert sind.

Der optimale Temperaturbereich im Kühlwasser ist abhängig von der Umgebungstemperatur und der Heizleistungsanforderung durch den Passagier. Die höchste Kühlwassertemperatur wird am Chiller in den Wärmepumpenkreislauf der Saugseite zur Verfügung gestellt. In der alten Anordnung der Kühlwasserverschlauchung der E-Traktionskomponenten (siehe Abbildung 5.2) wird der erzeugte Wärmestrom durch die LE im Fahrbetrieb direkt an das LG (ohne Funktion im Fahrbetrieb) und die E-Maschine abgegeben. Diese wiederum haben den Wärmestrom über ihre thermische Masse aufgenommen und zum Teil über die Oberflächen der Gehäuse konvektiv an die Umgebung abgegeben. Somit ist eine Nutzung für die Wärmepumpe nach Fahrtantritt nicht bzw. nur unzureichend möglich.

Das Diagramm 5.13 beschreibt den Aufheizfall des Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten beim Ladevorgang des optimierten Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten (ohne Isolierung der E-Maschine) und der geänderten Temperaturschaltswelle am 3/2-Wege-Ventil.

Das 3/2-Wege-Ventil wird während des Ladevorgangs in die Bypassposition gestellt (siehe Abbildung 5.12) und es wird kein Wärmestrom über den Kühler abgegeben.

Die beiden Messstellen vor und nach der E-Maschine zeigen den Temperaturverlauf im Vergleich zum Ladestrom während des kompletten Ladezeitraums. Der Wasservolumenstrom (schwarz gepunktete Linie) ist annähernd konstant und beträgt rund 5 l/min. Die Kühlwassertemperaturen fallen mit sinkendem Ladestrom (schwarz gestrichelte Linie) ab der 130.Minute und gleichen sich gegen Ende des Ladevorgangs an.

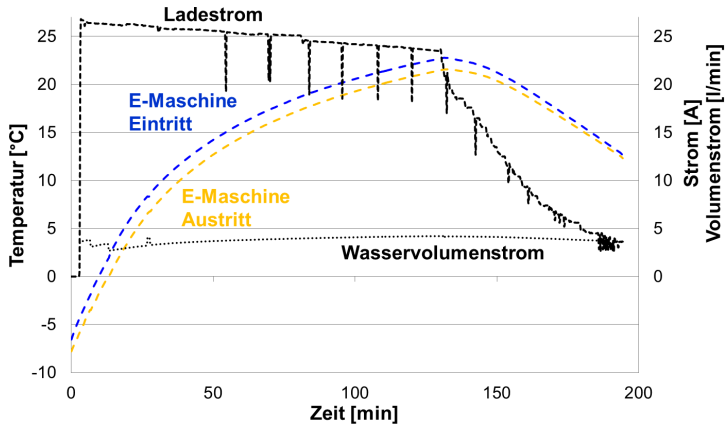


Abb. 5.13: Minimal- und Maximaltemperaturen des optimierten Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten beim Ladevorgang mit geänderter Temperaturschaltswelle bei 40°C zur Aktivierung des Kühlers und entsprechenden Lade- und Wasservolumenstrom

In der Abbildung 5.14 sind die Wärmeströme der E-Traktionskomponenten über den gesamten Ladezeitraum dargestellt.

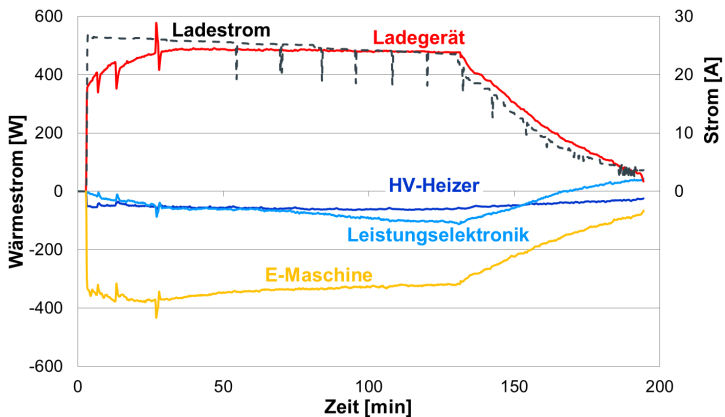


Abb. 5.14: Wärmeströme der einzelnen E-Traktionskomponenten des Kühlwasserkreislaufs mit entsprechendem Ladestrom über den gesamten Ladevorgang bei optimierter Kühlwasserverschaltung und geänderter Temperaturschaltswelle bei 40°C zur Aktivierung des Kühlers

Die Wärmeströme der E-Traktionskomponenten werden mithilfe der Temperaturmessstellen vor und nach jeder Komponente und dem Wasservolumenstrom berechnet. Anhand der Leistungswerte wird ersichtlich, welche E-Traktionskomponenten als Wärmequellen oder Wärmesenken während des Ladevorgangs fungieren.

Im Ladevorgang dient das „Ladegerät“ (rote Linie) als Wärmequelle und gibt den Wärmestrom an das durchströmende Kühlwasser ab. Der Wärmestrom liegt bis zum Reduzieren des Ladestroms (schwarz gestrichelte Linie) auf konstantem Niveau. Nach dem Reduzieren des Ladestroms wird entsprechend weniger Wärmeleistung an das Kühlwasser abgegeben. Nach dem LG durchströmt das Kühlwasser die „E-Maschine“ (gelbe Linie), die als Wärmesenke während des kompletten Ladevorgangs dient. Nach dem Austritt des Kühlwassers aus der E-Maschine wird es über den Bypass des 3/2-Wege-Ventils und der Pumpe zur LE geführt. Die LE (hellblaue Linie) hat während des Ladevorgangs die Aufgabe, das Niederspannungsbordnetz (12 V) des E-Fahrzeugs zu stützen. Im Verhältnis zur Wärmequelle des LGs (rote Linie) liegt die Verlustleistung der LE auf einem sehr geringen Niveau. Somit dient sie nach dem Start des Ladevorgangs als Wärmesenke und im Verlauf der Ladezeit als Wärmequelle. Der Hochvoltheizer hat im Ladevorgang keine Aufgabe und wirkt daher, wie die E-Maschine, als Wärmesenke.

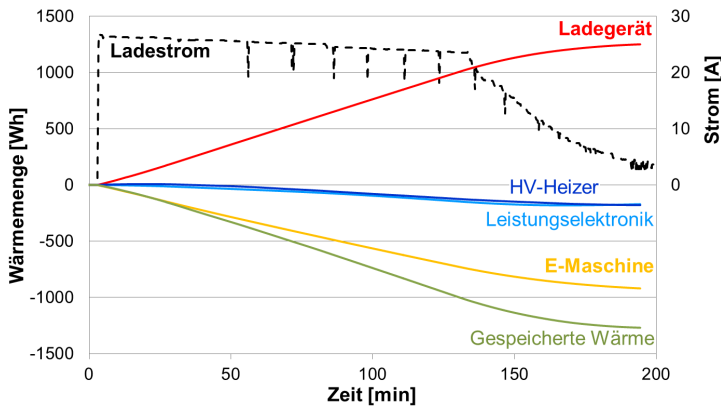


Abb. 5.15: Wärmemengen des optimierten Kühlwasserkreislaufs mit geänderter Temperaturschaltswelle von 40°C zur Aktivierung des Kühlers, welche durch die E-Traktionskomponenten während des Ladevorgangs aufgenommen oder abgegeben werden. Die gespeicherte Wärme beinhaltet die Wärmeströme aus HV-Heizer, Leistungselektronik und E-Maschine.

Die Abbildung 5.15 zeigt die Wärmemenge der einzelnen E-Traktionskomponenten im Kühlwasserkreislauf über den zeitlichen Verlauf des Ladevorgangs. Die Gesamtenergie wird über das Ladegerät (rote Linie) in den Kühlwasserkreislauf eingebracht.

Die Leistungselektronik (hellblaue Linie) und die E-Maschine (orange Linie) der E-Traktionskomponenten verhalten sich im Kühlwasserkreislauf als Wärmesenken. Der HV-Heizer (dunkelblaue Linie) zeigt das gleiche Verhalten wie die beiden E-Traktionskomponenten Leistungselektronik und E-Maschine. In der grünen Linie (gespeicherte Wärme) sind die E-Traktionskomponenten zusammengefasst, die als Wärmesenken während des Ladevorgangs fungieren. Die Summe der zusammengefassten Wärmesenken spiegelt den abgegebenen Wärmestrom des Ladegeräts wieder. Die zwischengespeicherten Wärmemengen in der Leistungselektronik, der E-Maschine und dem Hochvoltheizer können im Anschluß des Ladevorgangs als Wärmequellen für den Betrieb der wasserseitigen Wärmepumpe dienen.

5.3 Bewertung der Wärmespeicherung in der E-Maschine

In diesem Abschnitt werden der Standardkühlwasserkreislauf (Kapitel 5.1) und der optimierte Kühlwasserkreislauf (Kapitel 5.2) mit geänderter Temperaturschaltsschwelle am 3/2-Wege-Ventil miteinander verglichen. Die Einflüsse auf die Temperaturen und Wärmeströme zur aufgebrauchten Ladeleistung, welche durch das Kühlwasser in die E-Maschine eingespeichert werden, werden alle 30 Minuten über den gesamten Ladevorgang aufgezeigt. Die beiden Flussdiagrammen 5.1 und 5.11 zeigen die entsprechende Verschaltungen der E-Traktionskomponenten im Kühlwasserkreislauf.

Die Abbildung 5.16 stellt die Temperaturen am Kühlwasseraustritt der E-Maschine der beiden Versuche mit veränderter Temperaturschaltsschwelle vergleichend dar.

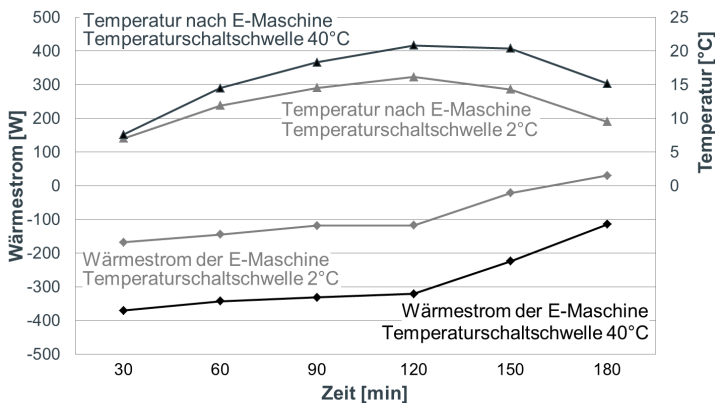


Abb. 5.16: Darstellung des Wärmestroms des Kühlwasserkreislaufs an der E-Maschine beim Ladevorgang und das Temperaturniveau am Austritt der E-Maschine mit der Standard- (+2°C) und geänderten (+40°C) Temperaturschaltsschwelle am 3/2-Wege-Ventil

Die schwarzen Kurven stehen für den optimierten Kühlwasserkreislauf und die geänderte Temperaturschaltsschwelle von $+40^{\circ}\text{C}$ am 3/2-Wege-Ventil des Kühlers. Der Standardkühlwasserkreislauf wird mithilfe der grauen Linien dargestellt und besitzt eine Temperaturschwelle von $+2^{\circ}\text{C}$ am 3/2-Wege-Ventil.

Mit dem Einsatz der geänderten Temperaturschaltsschwelle von 40°C am 3/2-Wege-Ventil des Kühlers und der optimierten Kühlwasserverschaltung der E-Traktionskomponenten werden höhere Kühlwasseraustrittstemperaturen an der E-Maschine erreicht und somit wird ein größerer Wärmestrom durch die E-Maschine aufgenommen.

In der Abbildung 5.17 wird die Wärmemenge dargestellt, die sich aus dem Wärmestrom während der Ladezeit ergibt.

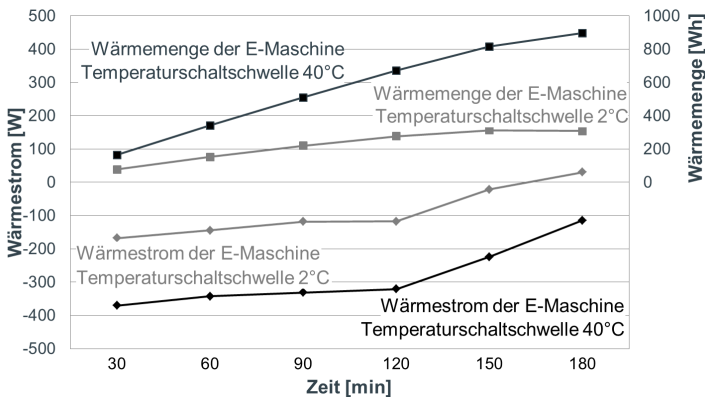


Abb. 5.17: Darstellung des Wärmestroms und der Wärmemenge des Kühlwasserkreislaufs in der E-Maschine über den Ladezeitraum mit der Standard- ($+2^{\circ}\text{C}$) und geänderten ($+40^{\circ}\text{C}$) Temperaturschaltsschwelle am 3/2-Wege-Ventil

Durch die Erhöhung der Temperaturschaltsschwelle um 38 K für den optimierten Kühlwasserkreislauf wird im Vergleich zum Standardkühlwasserkreislauf eine dreifache Wärmemenge von der E-Maschine aufgenommen. Das resultiert zum einen aus dem höheren Temperaturniveau im Kühlwasserkreislauf, welches sich durch die geänderte Temperaturschaltsschwelle am 3/2-Wege-Ventil ergibt und zum anderen aus der Kühlwasserverschaltung der E-Traktionskomponenten. Durch die beschriebenen Änderungen auf der kühlwasserseitigen Verschaltung (optimierter Kühlwasserkreislauf) ist ein effizienterer Betrieb der Wärmepumpe mit Fahrtantritt nach Beendigung des Ladevorgangs möglich. Des Weiteren wird durch die Abkopplung des Kühlers im

Vergleich zum Standardkühlwasserkreislauf ein zeitlich verzögerter, energieeffizienter Betrieb der Wärmepumpe zwischen Beendigung des Ladevorgangs und dem Fahrtbeginn ermöglicht.

5.4 Reichweiteneinfluss des vorkonditionierten Kühlwasserkreislaufs

Die Nutzung/Speicherung des Wärmestroms aus dem Ladevorgang durch die E-Traktionskomponenten und deren Einfluss auf die Reichweite werden anhand des beschriebenen Versuchs und des Diagramms aufgezeigt.

Mithilfe von drei Fahrzeugen, die in einem stadtnahen Fahrzyklus hintereinander gefahren sind, wurden die folgenden Ergebnisse ermittelt. Bei den Fahrzeugen handelt es sich um die gleiche Fahrzeugklasse mit der gleichen Batteriekapazität der Traktionsbatterie. Die verglichenen Heizkonzepte sind zum einen der reine Hochvoltheizer und zum anderen die Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe. Im Fall der Wärmepumpe sind zwei Fahrzeuge mit diesem Konzept ausgestattet worden, wobei ein Fahrzeug 12 h vor Versuchsbeginn geladen worden ist und der Ladevorgang des anderen Fahrzeugs zu Beginn des Versuchs beendet worden ist. Die Umgebungsbedingung für den Versuch lag bei -7°C . Die Fahrzeuge standen zur Konditionierung in den gleichen Umgebungsbedingungen.

Die folgende Tabelle stellt das Potential einer Reichweitensteigerung der Wärmepumpe im Allgemeinen dem eines Hochvoltheizers gegenüber. Darüber hinaus wird mit der Abwärmenutzung des vorkonditionierten Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten bei Beendigung des Ladevorgangs kurz vor Fahrtantritt ein zusätzlicher Reichweitenvorteil ermöglicht.

Tab. 5.1: Einfluss der Vorkonditionierung des Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten (durch die Beendigung des Ladevorgangs kurz vor Fahrtantritt) auf die Reichweite bei einer Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe bei -7°C Umgebungstemperatur

	Wärmepumpe Kaltabfahrt	Wärmepumpe vorkonditionierte E-Traktionskomponenten
Reichweitenverlängerung zum Hochvoltheizer	+20%	+23%

Mithilfe eines zeitgesteuerten Ladens der Traktionsbatterie und dem Beenden des Ladevorgangs vor Fahrtbeginn kann eine Reichweitenerhöhung um 3 Prozentpunkte

gegenüber einem unkonditionierten Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten erzielt werden. Durch die Nutzung der Abwärmemengen aus dem Ladevorgang und die Speicherung in den E-Traktionskomponenten kann die zur Beheizung des Fahrgastraums notwendige Heizleistung mithilfe eines niedrigeren Druckverhältnisses am Verdichter erzeugt werden. Dies geschieht durch die Wasser/Luft- und Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe mithilfe eines erhöhten Saugdrucks bei gleichem Kondensationsdruck. Das niedrigere Druckverhältnis und die damit reduzierte Leistungsaufnahme am Verdichter wirkt sich positiv aus auf den Energieverbrauch, der zur Beheizung des Fahrgastraums benötigt wird. Die nicht benötigte elektrische Energie aus der Traktionsbatterie zur Beheizung des Fahrgastraums steht somit dem Antrieb zur Verfügung.

5.5 Optimierungen am E-Fahrzeug für den Einsatz einer Wärmepumpe

Im folgenden Kapitel wird auf die Optimierungsmaßnahmen in einem E-Fahrzeug mit einer Wärmepumpe eingegangen. Als Optimierungsmaßnahmen sind aus den vorangegangenen experimentellen Untersuchungen die beiden folgenden Bereiche identifiziert worden:

- Änderung der luftseitigen Verschaltung der Außenwärmeübertrager
- Optimierung des Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten für die Wärmepumpe

Die Absenkung der Fahrgastraumtemperatur (siehe Kapitel 4.2.3) bietet darüber hinaus eine energiesparende Möglichkeit zur Beheizung des Fahrgastraums. Diese Absenkung betrifft alle E-Fahrzeuge, da die Beheizung des Fahrgastraums bei niedrigen Umgebungstemperaturen einen großen Anteil an dem Energieverbrauch des E-Fahrzeugs aufweist (siehe Abbildung 2.4).

Auf diese beiden beschriebenen Bereiche wird detaillierter in den folgenden Kapiteln eingegangen und deren Vor- und Nachteile aufgezeigt.

5.5.1 Änderung der luftseitigen Verschaltung der Außenwärmeübertrager

Der optimierte Fahrzeugaufbau eines E-Fahrzeugs mit einer Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe beinhaltet einen luftseitigen Positionswechsel der Wärmeübertrager im Motorraum. Zunächst werden die Einbindung des Außenwärmeübertragers beschrieben, die Vor- und Nachteile auf das Gesamtfahrzeug sowie dessen Betriebsbedingung.

Der Aufbau des Vorderwagens hat sich gegenüber einem konventionellen Fahrzeug im Bereich der Außenwärmeübertrager geändert. Die Abbildung 5.18 zeigt die Anordnung in heutigen Fahrzeugen. In der Abbildung 5.19 ist die Positionierung der Außenwärmeübertrager im E-Fahrzeug dargestellt.

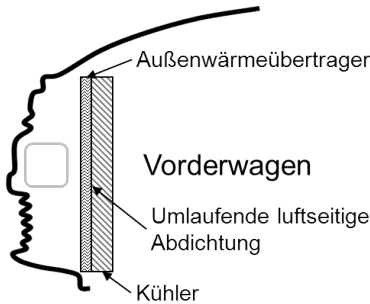


Abb. 5.18: Standardkühlerpaket

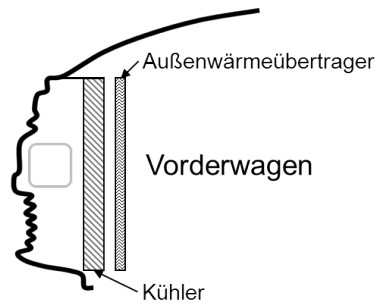


Abb. 5.19: Gedrehtes Kühlerpaket

Der luftseitige Positionswechsel der Außenwärmeübertrager beinhaltet, den Kühler des Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten vor den Außenwärmeübertrager des Kältemittelkreislaufs der Wärmepumpe zu platzieren. Der Außenwärmeübertrager sitzt im Standardkühlerpaket (Abbildung 5.18) vor dem Kühler und ist umlaufend zum Kühler luftseitig abgedichtet. Somit wird ausgeschlossen, dass Leckluft zwischen dem Außenwärmeübertrager und dem Kühler aus dem warmen Motorraum angesaugt werden kann.

Die Abbildung 5.19 zeigt das gedrehte Kühlerpaket, bei dem sich der Kühler luftseitig vor dem Außenwärmeübertrager befindet. Der Kühler ist in Richtung des Außenwärmeübertragers nicht, wie beim Standardkühlerpaket, umlaufend abgedichtet. Der Abstand zwischen dem Kühler und dem Außenwärmeübertrager ist notwendig, wenn es zu einem luftseitig zugesetzten Kühler während des Fahrbetriebs kommt. Somit wird sichergestellt, dass Luft in solchen Situationen über den Außenwärmeübertrager mithilfe des Lüfters gefördert werden kann.

Das gedrehte Kühlerpaket bringt in zwei wesentlichen Umgebungsbedingungen Vorteile mit sich:

- Schutz vor Schnee und Gischt im Winterbetrieb
- Kein direktes Einbringen der Kondensationswärme vom Außenwärmeübertrager in den Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten im Sommerbetrieb

Im Folgenden werden die beiden Bedingungen des Winter- und Sommerbetriebs für das gedrehte Kühlerpaket beschrieben und deren Vor- und Nachteile aufgezeigt:

Winterbetrieb

Mithilfe des luftseitig vorgeschalteten Kühlers wird im Winter der Außenwärmeübertrager vor Schnee und Gischte geschützt. Das hat zum Vorteil, dass die Oberfläche des Außenwärmeübertragers mit weniger Feuchte direkt beaufschlagt wird und in Grenzbedingungen, wie Schneeschleppe oder Tauwetter, nicht bzw. verzögert vereist.

Eine Schneeschleppe entsteht durch vorausfahrende Fahrzeuge, die Schnee aufwirbeln, wodurch der Schnee aufgrund der Fahrgeschwindigkeit in den Vorderwagen gelangt. Wird der Kühler mit Schnee zugesetzt, kann keine oder verminderte Luft durch den Fahrtwind oder Lüfterbetrieb über den Außenwärmeübertrager gefördert werden. Zur Vermeidung wird ein Abstand zwischen Kühler und Außenwärmeübertrager benötigt (angedeutet in Abbildung 5.19).

Der Nachteil der beschriebenen luftseitigen Verschaltung der Wärmeübertrager ist ein verminderter Luftvolumenstrom über den Außenwärmeübertrager aufgrund des luftseitigen Druckverlusts über den Kühler, welcher vor dem Außenwärmeübertrager angeordnet ist. Der Ausgleich des luftseitigen Druckverlusts kann mithilfe eines häufigeren und erhöhten Lüfterbetriebs ausgeglichen werden, was sich allerdings negativ auf den Gesamtenergiebedarf des Fahrzeugs auswirkt.

Sommerbetrieb

Der Vorteil des gedrehten Kühlerpakets wirkt sich im Sommer auf den Betrieb des E-Fahrzeugs in Grenzbedingungen positiv auf die Betriebs- und Maximaltemperaturen der E-Traktionskomponenten aus (Abbildung 5.9). Durch hohe Umgebungstemperaturen und größerem Kühlleistungsbedarf des Fahrgastraums erhöht sich der Wärmestrom mit steigendem Temperaturniveau am Außenwärmeübertrager. Die Anordnung des Kühlers vor dem Außenwärmeübertrager verhindert das Einbringen der Wärmemenge aus dem Kondensationsvorgang des Kältekreislaufs in den Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten.

Nachteilig wirkt sich das gedrehte Kühlerpaket, wie schon im Winterbetrieb beschrieben, auf eine erhöhte Lüfterleistung im Klimabetrieb aus. Des Weiteren wird die Abwärmemenge der E-Traktionskomponenten über den Kühler luftseitig an den Außenwärmeübertrager abgegeben. Die Lufttemperaturen vor dem Außenwärmeübertrager bei einem E-Fahrzeug fallen im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug mit Standardkühlerpaket gering aus, da die Kühlwassertemperaturen beim VKM im Sommerbetrieb circa doppelt so hoch ausfallen können.

5.5.2 Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten

Die Nutzung der Abwärmeenergien aus dem Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten kann durch den Einsatz der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe verwendet werden, während sich die Nutzung zur direkten Fahrgastraumbeheizung nicht eignet, da sich die Kühlwassertemperaturen auf einem niedrigen Temperaturniveau (siehe Kapitel 5) bewegen. Des Weiteren ist die Abwärmemenge stark abhängig vom Fahrbetrieb des E-Fahrzeugs und ist daher nicht unter allen Betriebsbedingungen ausreichend vorhanden.

Die Positionierung des Chillers in dem Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten ist von dem Wärmestrom der Einzelkomponenten wie LE, E-Maschine und deren thermischen Massen abhängig. Die Messungen zum Ladevorgang des E-Fahrzeugs (Kapitel 5) zeigen die Temperaturverläufe und Wärmeströme der E-Traktionskomponenten im Kühlwasserkreislauf.

Die folgenden Strategien wurden nicht untersucht und dienen als Optimierungspotentiale für das Beheizen des Fahrgastraums mithilfe einer wasserseitig angebundenen Wärmepumpe.

Bei der Reduzierung des Ladestroms und dadurch fallender Abwärmemengen durch das LG, führt eine Abkopplung der E-Maschine (eigener Kühlwasserkreislauf) vom restlichen Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten zu einer besseren Speicherung der Wärmemenge innerhalb der E-Maschine und zu einer Verringerung der Wärmeabgabe durch Konvektion und thermische Strahlung über die restlichen E-Traktionskomponenten und die Kühlwasserverschlauchung.

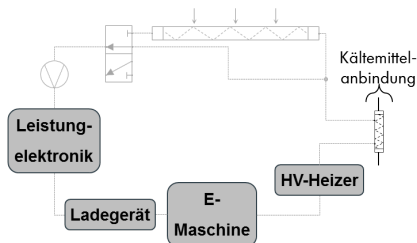


Abb. 5.20: Standardkühlwasserkreislauf der E-Komponenten mit der Einbindung des HV-Heizers vor dem Chiller

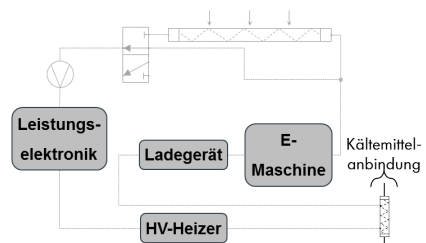


Abb. 5.21: Optimierter Kühlwasserkreislauf der E-Komponenten mit der Einbindung des HV-Heizers vor dem Chiller

Im Standardkühlwasserkreislauf wird der Chiller am Ende der E-Traktionskomponenten LE, LG, E-Maschine und dem Hochvoltheizer als Zuheizung verschaltet. Die

Verschaltungsreihenfolge der E-Traktionskomponenten entspricht den maximal zulässigen Betriebstemperaturen der Einzelkomponenten, wie sie in der Abbildung 5.9 beschrieben worden sind. Das Bauteil, das die niedrigste Betriebstemperatur benötigt (LE), wird kühlwasserseitig hinter dem Kühler verschaltet. Die E-Maschine besitzt die höchste Betriebstemperatur und kann somit vor dem Hochvoltheizer, Chiller und anschließend dem Kühler verschaltet werden.

Die optimierte Kühlwasserverschaltung der E-Traktionskomponenten für den Einsatz einer Wärmepumpe (siehe Abbildung 5.21), die den Kühlwasserkreislauf als Wärmequelle nutzt, ist die Einbindung des Hochvoltheizers und Chillers direkt nach der LE. Ab dem Start des Fahrbetriebs entsteht in der LE ein Wärmestrom, der situationsabhängig (wenn eine höherer Saugdruck kältemittelseitig benötigt wird) durch den Hochvoltheizer auf ein höheres Temperaturniveau aufgeheizt werden kann. Im Standardkühlwasserkreislauf wird die Abwärme der LE direkt in den kalten Komponenten des LGs und der E-Maschine gespeichert (siehe Abbildung 5.20). Erst mit Sättigung der thermischen Massen von den vorgeschalteten E-Traktionskomponenten steht der Wärmepumpe die Abwärme der LE zur Verfügung. Die zeitliche Überbrückung bis die Abwärme der E-Traktionskomponenten den Chiller erreicht, muss über das Zubeheizen des Hochvoltheizers kompensiert werden.

Der Einbindungsort des Chillers in den Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten (direkt nach der LE), hat einen Einfluss auf die Abwärmenutzung der E-Traktionskomponenten und der damit einhergehenden Effizienzsteigerung zur Beheizung des Fahrgastraums mithilfe einer wasserseitigen eingebundenen Wärmepumpe.

6 Vergleich der R134a Wärmepumpe mit dem Kältemittel R445A

Das zu vergleichende Kältemittel R445A besitzt im Gegensatz zum experimentell untersuchten R134a ein um den Faktor 10 reduziertes Treibhauspotential (im englischen Global Warming Potential (GWP)) von 135 (SAE 2013) und liegt damit unterhalb der Vorgabe der Europäischen Gemeinschaft (Richtlinie 2006/40/EG), die ab 01.01.2017 die Nutzung von Kältemitteln in Pkws mit einem GWP von > 150 untersagt.

Im Vergleich zu dem Kältemittel R1234yf, welches ein GWP_{100} von 4 besitzt (EPA 2014), besteht R445A aus einer prozentualen Zusammensetzung von 85% R1234ze, 9% R134a und 6% R744 und ist somit weniger entflammbar (SAE 2013). Darüber hinaus liegen die voraussichtlichen Kosten für R445A auf gleichem Niveau wie die von R134a und sind im Vergleich zu R1234yf um das Vierfache niedriger (SAE 2013). Im Gegensatz zu den beiden Kältemitteln R134a und R1234yf besitzt das Kältemittel R445A die Eigenschaft eines Temperaturgleits im Nassdampfgebiet, was eine Anpassung der Wärmeübertrager, insbesondere des Verdampfers, notwendig macht.

Im ersten Schritt wird die Kältemittelfüllmenge für die simulatorische Wärmepumpe mit R134a und R445A bestimmt, um den Vergleich zwischen den beiden Kältemitteln durchzuführen. Im Fall von R134a kann ein direkter Vergleich mit den experimentell ermittelten Daten erfolgen und auf Plausibilität geprüft werden. Für den Vergleich der Simulation mit den experimentell ermittelten Daten werden die Randbedingungen für die Wärmepumpe entsprechend der Umgebungstemperaturen im zweiten Schritt beschrieben.

Mithilfe der experimentell ermittelten Daten erfolgt die Plausibilisierung der Simulationsergebnisse für den Wärmepumpenkreislauf mit dem Kältemittel R134a.

Darauf folgend wird das Kältemittel R445A simulatorisch mit dem validierten R134a-Wärmepumpenkreislauf verglichen.

Abschließend werden die Ergebnisse aus dem Simulationsvergleich zwischen den beiden Kältemitteln R134a und R445A diskutiert sowie notwendige Änderungsmaßnahmen für den optimierten Einsatz von R445A in einer Wärmepumpe dargestellt.

Die Beschreibung der beiden Simulationsmodelle für die Luft/Luft- und Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe erfolgt im Anhang G.

6.1 Befüllung des Kältemittelkreislaufs

Die Befüllung des Wärmepumpenkreislaufs erfolgt unter den gleichen Randbedingungen wie bei einem Standard-Kältekreislauf mit dem Kältemittel R134a. Das aufgebaute Simulationsmodell der Wärmepumpe besitzt dieselben Leitungslängen und Durchmesser wie der experimentell untersuchte Wärmepumpenkreislauf.

Zur Ermittlung der Kältemittelfüllmenge wird die Luft/Luft-Wärmepumpe im Klimaanlagenbetrieb verwendet, um die maximale Füllmenge des Kältemittelkreislaufs für den Betrieb der Klimaanlage zu gewährleisten

Folgende Randbedingungen werden zur Bestimmung der Füllmenge eingestellt: Lufttemperatur vor Außenwärmeübertrager 20°C , Lufttemperatur vor Verdampfer 20°C , Luftmassenstrom über Verdampfer 540 kg/h , Luftmassenstrom über Außenwärmeübertrager 1580 kg/h , relative Luftfeuchte vor Verdampfer 60% , Überhitzung nach Verdampfer 2 K und eine Kompressordrehzahl von 6200 1/min .

Das folgende Diagramm beschreibt den Befüllvorgang des Simulationsmodells für die beiden Kältemittel R134a und R445A.

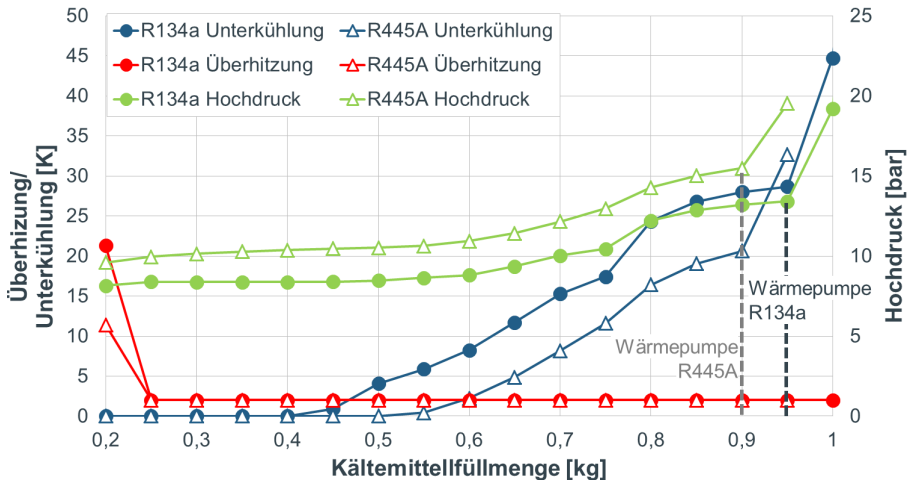


Abb. 6.1: Darstellung der Füllmengenberechnung des Wärmepumpenkreislaufs für die beiden Kältemittel R134a und R445A und der verwendeten Füllmenge für R134a von 950 g und für R445A von 950 g . Die hohen Füllmengen resultieren aus den sinkenden Kältemitteldichten bei sinkenden Umgebungstemperaturen und den größeren inneren Volumina des Kreislaufs.

Mit kontinuierlicher Erhöhung der Kältemittelfüllmenge steigt die Unterkühlung und der Hochdruck. Der Hochdruck hat sein konstantes Plateau ab 200 g Kältemittelfüllmenge bei rund 8,5 bar für R134a und bei 11,5 bar für R445A bis zu einer Füllmenge von rund 550 g. Ab 550 g steigt der Hochdruck im Kreislauf für das Kältemittel R445A bis zu einer Füllmenge von 900 g an, für R134a steigt es kontinuierlich bis 950 g an. Ab den genannten Kältemittelfüllmengen steigt der Hochdruck und die Unterkühlung für die beiden Kältemittel R134a und R445A sprunghaft an.

Die Kältemittelfüllmenge für den reinen Klimaanlagebetrieb beträgt für den verwendeten Wärmepumpenkreislauf zwischen 500 und 550 g für beide Kältemittel R134a und R445A (am Ende des Hochdruckplateaus). Dies entspricht den Beobachtungen und Ergebnissen von Li (2013: 8), in dessen Versuch eine R134a Klimaanlage mit dem Kältemittel R445A befüllt und getestet worden ist.

Für den Wärmepumpenbetrieb bei tiefen Umgebungstemperaturen wird eine höhere Kältemittelfüllmenge gegenüber dem reinen Klimaanlagebetrieb benötigt. Das resultiert zum einen aus der sinkenden Dichte des Kältemittels bei sinkender Umgebungstemperatur und zum anderen aus den großen inneren Volumina des Kältemittelkreislaufs der Wärmepumpe. Die Dichte des Kältemittels R134a liegt bei einer Temperatur von -20°C um mehr als die Hälfte niedriger gegenüber einer Temperatur von 0°C . Im Wärmepumpenfall wird für die beiden Kältemittel die Füllmenge auf den Maximalwert festgelegt, bei dem mit der nächsten Füllmengenerhöhung der Hochdruck und die Unterkühlung überproportional ansteigen. Für R134a beträgt die Kältemittelfüllmenge 950 g und für R445A 900 g. Bei diesen Kältemittelfüllmengen wird ein Klimaanlagebetrieb gewährleistet, der jedoch nicht im optimalen Betriebspunkt arbeitet. Um einen Betrieb des Kältemittelkreislaufs unter allen Umgebungsbedingungen sicherzustellen, ist ein Kompromiss notwendig, der mit den angegebenen Kältemittelfüllmengen möglich ist. Die simulatorisch ermittelte Kältemittelfüllmenge für R134a entspricht der gleichen Menge, wie sie für die experimentell untersuchte Wärmepumpe ermittelt und für die Messungen verwendet worden ist.

6.2 Darstellung des simulierten Wärmepumpenkreislaufs

Die Abbildung 6.2 stellt schematisch den Kältemittelkreislauf der Wärmepumpe dar, der zur simulatorischen Untersuchung herangezogen wird.

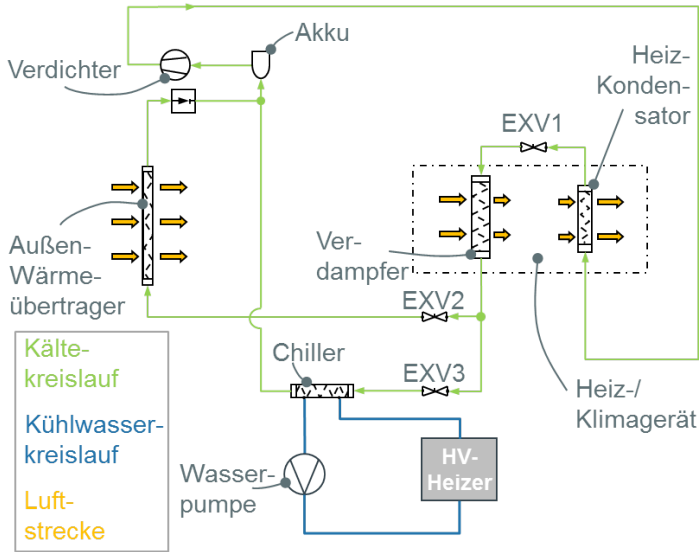


Abb. 6.2: Schematischer Aufbau des simulierten Wärmepumpenkreislaufs und der wasserseitigen Anbindung an den Kältemittelkreislauf

Die Abbildung ist in den Wärmepumpen- und den Kühlwasserkreislauf unterteilt. Der Kältemittelkreislauf ist auf den reinen Wärmepumpenkreislauf reduziert. Des Weiteren ist auf der Wasserseite nur ein HV-Heizer integriert, der zur Erzeugung des benötigten Abwärmestroms für die reine Wasser/Luft- und die Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe benötigt wird.

Der Simulationsaufbau des Kältemittelkreislaufs in der Simulationsumgebung Dymola mit der TIL-Modellbibliothek ist im Anhang G einzusehen.

6.3 Randbedingungen zur Simulation des Wärmepumpenkreislaufs

Im Folgenden werden die Randbedingungen zur Simulation des Wärmepumpenbetriebs mit den Kältemitteln R134a und R445A beschrieben. Die folgende Tabelle beschreibt die simulatorischen Randbedingungen in Abhängigkeit von den Umgebungstemperaturen für den Wärmepumpenkreislauf.

Tab. 6.1: Darstellung der simulatorischen Randbedingungen für den Wärmepumpenbetrieb in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur

Umgebungstemperatur	[°C]	-20	-10	-5	0	5	10
Luftvolumenstrom Außenwärmeübertrager	[m ³ /s]	0	2,6	2,6	2,6	2	1,5
Medien- Temperaturdifferenz	[K]	0	6	6	3	5	10
Luftmassenstrom Klimagerät	[kg/h]	230	230	230	230	230	230
Ausblastemperatur	[°C]	61	51	46	41	36	31
Wasservolumenstrom	[l/min]	5	5	5	5	5	5
Kühlwassertemperatur nach Chiller	[°C]	-21	-11	-6	-1	4	9

Die Randbedingungen „Luftvolumenstrom über Außenwärmeübertrager“ und „Luftmassenstrom über das Klimagerät“ sowie „Wasservolumenstrom“ stammen aus den experimentellen Untersuchungen und sind für die Simulation übernommen worden. Die Medien-Temperaturdifferenz (MTD) ist in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur festgelegt und im Diagramm 4.2 beschrieben. Das Diagramm 2.8 aus Kapitel 2.4.3 beschreibt die von den Umgebungstemperaturen abhängigen Ausblastemperaturen, welche als Randbedingung für die Simulation verwendet werden und in der Tabelle dargestellt sind. Die Umsetzung der Regelung des Kältemittelkreislaufs erfolgt, wie sie in Kapitel 4 zur experimentellen Untersuchung zum Einsatz kommt. Die verwendeten Stoffdaten zu den beiden Kältemitteln R134a und R445A stammen aus der TILMedia 3.2.2 Datenbank.

6.4 Bewertung der Versuchsergebnisse mit den Simulationsergebnissen

Die Versuchsergebnisse aus Kapitel 4 „Beheizung eines E-Fahrzeugs mithilfe einer Wärmepumpe“ dienen zur Validierung des Simulationsmodells der Wärmepumpe mit dem Kältemittel R134a.

Die ermittelte Kältemittelfüllmenge für R134a beläuft sich für die reale und für die computergestützte Betrachtung der Wärmepumpe jeweils auf 950 g.

In der folgenden Abbildung sind die Leistungszahlen der Wärmepumpe für die experimentell ermittelten Werte (aus der Abbildung 4.15) und die aus dem Simulationsmodell errechneten Werte für das Kältemittel R134a in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur dargestellt.

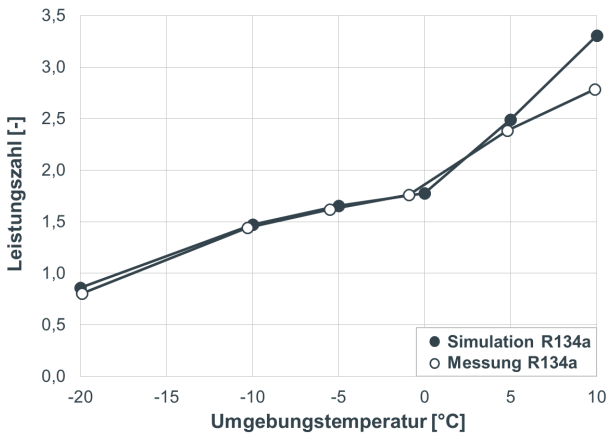


Abb. 6.3: Vergleich der Leistungszahlen mit den Umgebungstemperaturen für die experimentell ermittelten und berechneten Simulationsergebnisse für das Kältemittel R134a im Wärmepumpenkreislauf

Der Verlauf der Leistungszahlen von den experimentell ermittelten Versuchsergebnissen und den Simulationsergebnissen ist bis zu einer Umgebungstemperatur von 5°C gleich.

Der deutliche Unterschied in der Leistungszahl bei einer Umgebungstemperatur von 10°C zwischen experimenteller Untersuchung und Simulation resultiert aus einer leichten Zunahme des Wirkungsgrads des Außenwärmeübertragermodells in der Simulation. In Abbildung 6.4 sind die Druckverhältnisse, Ausblastemperaturen und

Heizleistungen in Abhängigkeit von den Umgebungstemperaturen dargestellt. Es wird deutlich, dass bei einer Umgebungstemperatur von 10°C die experimentell untersuchte Wärmepumpe ein höheres Druckverhältnis im Gegensatz zur Simulation aufweist, um die geforderte Ausblastemperatur und Heizleistung zu erreichen. Einhergehend mit einer erhöhten Verdichterleistung und gleicher Heizleistung befindet sich die experimentell ermittelte Leistungszahl deutlich unterhalb des Ergebnisses der Simulation und führt zu einer niedrigeren Leistungszahl im Vergleich mit den Simulationsdaten.

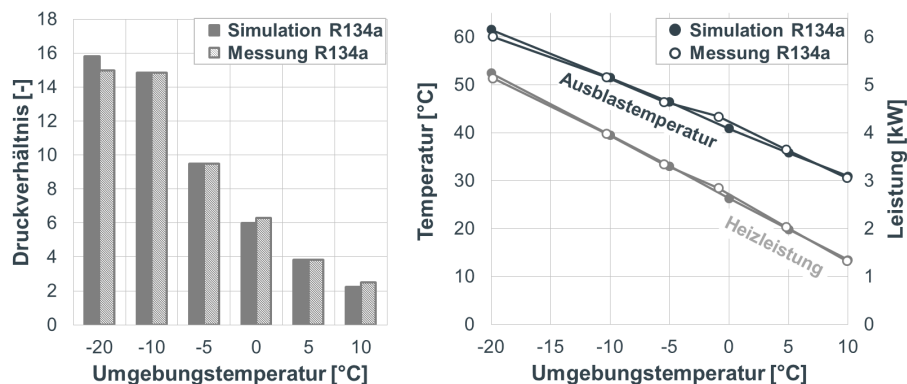


Abb. 6.4: Vergleich der Druckverhältnisse, der Ausblastemperaturen und der Heizleistungen in Abhängigkeit von den Umgebungstemperaturen für die experimentell ermittelten und berechneten Simulationsergebnisse des Wärmepumpenkreislaufs mit dem Kältemittel R134a

Für eine Umgebungstemperatur von -20°C fällt das Druckverhältnis der Simulation leicht höher aus, als es die Messung darstellt. Vergleicht man die dazugehörige IST-Ausblastemperatur, die sich proportional zum Hochdruck verhält, liegt diese unterhalb der Simulation und führt hier zu einem geringeren Druckverhältnis.

Abschließend kann die Aussage getroffen werden, dass die experimentell untersuchte und die simulatorisch aufgebaute Wärmepumpe annähernd die gleichen Ergebnisse entsprechend der Umgebungstemperaturen zeigen. Der Einsatz der simulatorisch aufgebauten R134a Wärmepumpe kann in Bezug auf den simulatorischen Vergleich mit dem Kältemittel R445A verwendet werden. Dies ist unter der folgenden Beachtung möglich, dass die mit Hilfe von R134a validierten Kältekreislaufkomponenten in der simulatorisch zu untersuchenden R445A Wärmepumpe zum Einsatz kommen und diese nicht mit dem Kältemittel R445A abgeglichen sind.

6.5 Vergleich der Wärmepumpe mit R134a und R445A

Bezug nehmend auf das Ergebnis von Kapitel 6.4 „Bewertung der Versuchsergebnisse mit den Simulationsergebnissen“ kann der Vergleich des Wärmepumpenkreislaufs mit den beiden Kältemitteln R445A und R134a für die Aussagefähigkeit der Nutzungsmöglichkeit für den Wärmepumpeneinsatz herangezogen werden.

In der folgenden Abbildung werden die Ausblastemperaturen, Heizleistungen und die sich ergebenden Leistungszahlen für die beiden simulatorisch ermittelten Werte für R134a und R445A verglichen.

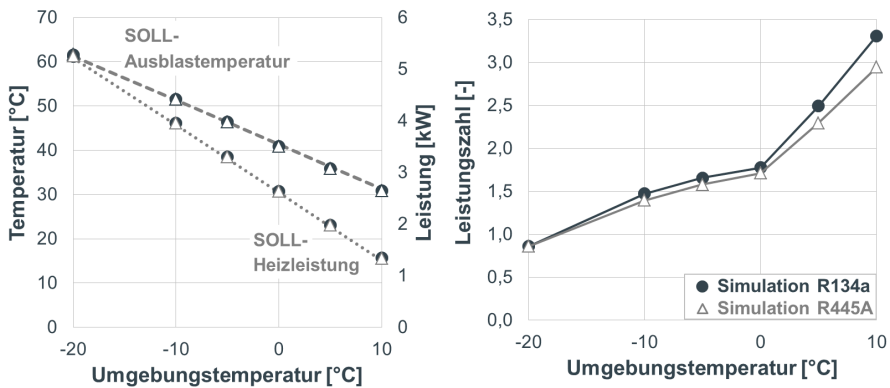


Abb. 6.5: Vergleich der Ausblastemperaturen, Heizleistungen und Leistungszahlen der beiden Kältemittel R134a und R445A in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur

Die Ausblastemperaturen und Heizleistungen der beiden Kältemittel R134a und R445A erreichen die benötigten SOLL-Werte zur komfortablen Beheizung des Fahr- und Gastraums.

Bei den Leistungszahlen folgen die Werte von R445A dem simulatorischen Verlauf der Werte von R134a für die Wärmepumpe. Bei einer Umgebungstemperatur von -20°C erreicht die Wärmepumpe die gleiche Leistungszahl wie R134a. Das ergibt sich aus der Tatsache, dass bei -20°C der Einsatz der reinen Wasser/Luft-Wärmepumpe erfolgt und der benötigte Wärmestrom über den Hochvoltheizer im Kühlwasserkreislauf gedeckt wird.

In der Abbildung 6.6 werden die MTDs und die Wassertemperaturen am Chiller der Umgebungstemperatur gegenüber gestellt. Durch die Berücksichtigung der Ergebnis-

se kann die Betriebsart der Wärmepumpe (Wasser/Luft-, Luft & Wasser/Luft- oder Luft/Luft-Wärmepumpe) in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur ermittelt und festgelegt werden.

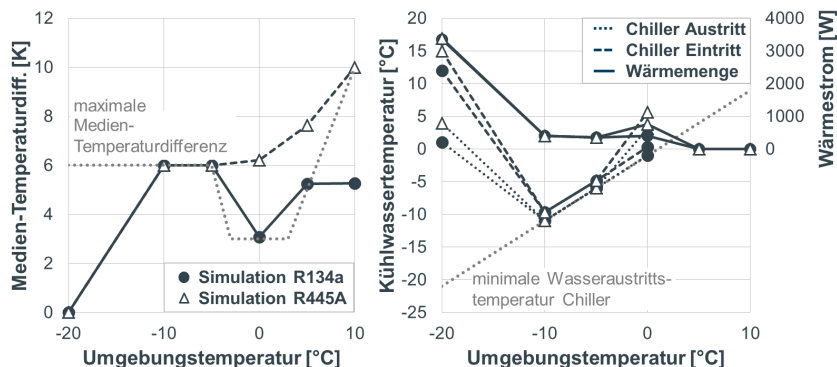


Abb. 6.6: Vergleich der Medien-Temperaturdifferenzen, der Kühlwassertemperaturen am Chiller sowie deren benötigte Wärmestrom für R134a und R445A in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur

Bei einer Umgebungstemperatur von -20°C wird der reine Wasser/Luft-Wärmepumpenbetrieb verwendet, um den benötigten Wärmestrom auf der Seite der Wärmequellen für die benötigte Heizleistung von rund 5,2 kW zu erreichen. Das Erreichen des benötigten Wärmestroms von rund 3,5 kW wird dem Kältemittelkreislauf mithilfe des wasserseitig vorgeschalteten HV-Heizers über den Chiller bereitgestellt. Die höheren Wassertemperaturen auf der Saugseite des R445A-Kältemittelkreislaufs sorgen für eine größere Kältemitteldichte am Verdichtereintritt und somit für einen größeren Kältemittelmassenstrom. Das wiederum führt dazu, dass die benötigte SOLL-Heizleistung bei der angegebenen Umgebungstemperatur erreicht wird. Durch den zusätzlichen Einsatz des wasserseitigen HV-Heizers liegen die Leistungszahlen der Wärmepumpe für die beiden Kältemittel R134a und R445A bei einer Umgebungstemperatur von -20°C unterhalb von eins.

Der Parallelbetrieb der Wärmequellen „Umgebung“ und „Wasser“ erfolgt im Temperaturbereich von -10°C bis 0°C . Für R134a ist dies unter Berücksichtigung der Randbedingung der SOLL-Heizleistung, der MTD und minimalen Wasseraustritts-temperatur umsetzbar. Im Fall von R445A ist dies nur bis zu einer Umgebungstemperatur von -5°C möglich. Durch die Randbedingungen (siehe Tabelle 6.1) mit einer Unterkühlung von 5 K am Heizkondensatoraustritt nimmt die IST-MTD mit steigender Umgebungstemperatur und entsprechend sinkender Ausblastemperatur

(entspricht einer sinkenden Kondensationstemperatur im Heizkondensator) am Außenwärmeübertragereintritt zu. Die Zunahme der MTD für R445A mit steigender Umgebungstemperatur ist im Bereich zwischen -5°C und 10°C deutlich in der Abbildung 6.6 zu erkennen. Das Zulassen der sich einstellenden MTD für R445A ist notwendig, um den Vergleich zu R134a in dem untersuchten Wärmepumpenkreislauf durchführen zu können. Die Zunahme der MTD mit steigender Umgebungstemperatur für das Kältemittel R445A wird durch den Temperaturgleit und die Zunahme der Enthalpiedifferenz zwischen Außenwärmeübertragereintritt und -austritt verstärkt. Somit ist ein Betrieb der R445A-Wärmepumpe im Parallelbetrieb mit den beiden Wärmequellen Luft und Wasser im Bereich der Umgebungstemperaturen von -5°C bis 10°C nicht möglich, ohne die MTD zu überschreiten.

Der reine Luft/Luft-Wärmepumpenbetrieb ist unter Berücksichtigung der zulässigen MTD für R134a ab 5°C zulässig und für R445A ab 10°C . Die Abbildung 6.7 stellt die beiden Wärmepumpenkreisläufe für R134a und R445A im T,h-Diagramm gegenüber und beschreibt das Verhalten der MTD, des Hochdrucks und die Verdichteraustrittstemperaturen bei einer Umgebungstemperatur von 0°C .

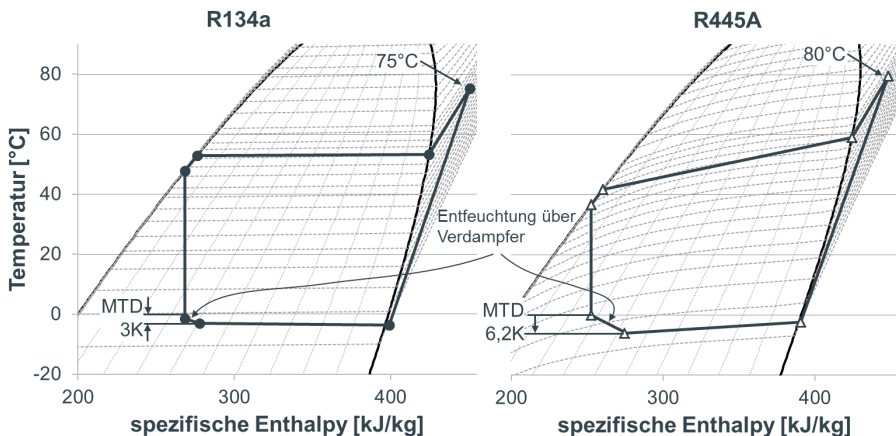


Abb. 6.7: Vergleich des Wärmepumpenkreislaufs bei einer Umgebungstemperatur von 0°C für die beiden Kältemittel R134a und R445A im T,h-Diagramm und den sich ergebenden Unterschieden in der MTD, der Verdichteraustrittstemperatur und dem Entfeuchten über den Verdampfer

In dem dargestellten Betriebsfall der Wärmepumpe liegt die Ausblastemperatur bei 41°C bei einer Umgebungstemperatur von 0°C (siehe Abbildung 2.8). Für die Wärmepumpe mit dem Kältemittel R445A ist ein höheres Druckniveau gegenüber R134a notwendig, um die geforderte Ausblastemperatur zu erreichen. Das resultiert vor

allem aus der Stoffeigenschaft des Kältemittels. Der Temperaturgleit im Nassdampfgebiet von R445A führt während des Kondensationsvorgangs im Heizkondensator zum Abfallen der Kältemitteltemperatur bei konstantem Druck. Die abfallende Kältemitteltemperatur während des Kondensationsvorgangs im Heizkondensator führt zu einer luftseitigen Temperaturspreizung und wird mittels Mischung innerhalb des Klimageräts ausgeglichen. Dazu ist es allerdings notwendig, einen höheren Kältemiteleintrittsdruck am Heizkondensator gegenüber R134a mit dem Verdichter einzuregeln. Der Hochdruck zur Erreichung der mittleren luftseitigen Kondensationstemperatur liegt bei R445A um 1 bar höher als bei dem Kältemittel R134a. Das erhöhte Druckverhältnis von R445A im Vergleich zu R134a führt zu einer höheren Verdichteraustrittstemperatur und einer geringeren Leistungszahl der Wärmepumpe.

Bezug nehmend auf die luftseitige Temperaturspreizung nach dem Heizkondensator werden in der folgenden Abbildung die kältemittelseitigen Temperatur- und Druckverläufe für R134a und R445A dargestellt.

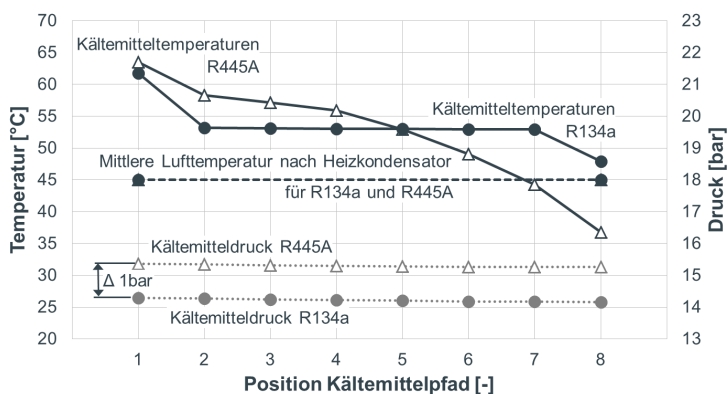


Abb. 6.8: Vergleich der Kältemitteltemperatur- und Druckverläufe für R134a und R445A innerhalb, sowie die mittlere Lufttemperatur nach dem Heizkondensator bei einer Umgebungstemperatur von 0°C

Der Temperaturgleit während des Kondensationsvorgangs (von Position 2 zu 7) für R445A beläuft sich auf rund 14 K, während bei R134a die Kältemitteltemperatur konstant bleibt.

Die Abbildung 6.9 beschreibt die kältemittel- und luftseitige Durchströmung der beiden Kreuzgegenstromwärmeübertrager innerhalb des Klimagerätes für den Wärmepumpenbetrieb.

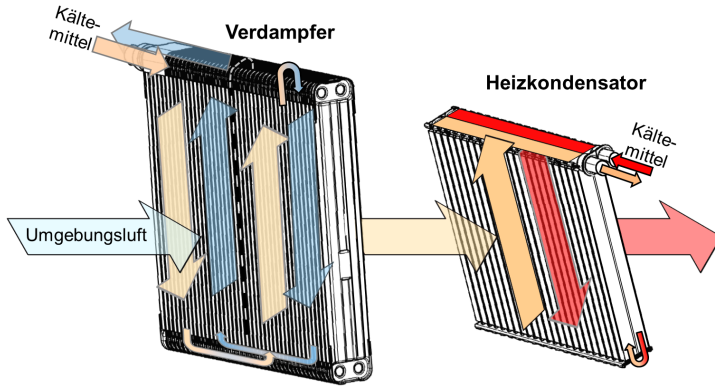


Abb. 6.9: Darstellung der beiden verwendeten Kreuzgegenstromwärmeübertrager im Klimagerät, den „Verdampfer“ und den „Heizkondensator“, sowie der kältemittel- und luftseitigen Durchströmungsrichtungen

Bei den beiden Wärmeübertragern handelt es sich um 2 Reihen Kreuzgegenströmer, welche für den Einsatz des Kältemittels R445A Vorteile hinsichtlich der luftseitigen Temperaturspitzung mit sich bringen. Ideale Kreuzgegenströmer sollte mindestens 4 Reihen besitzen, um eine gleichmäßige Temperaturverteilung sicherzustellen.

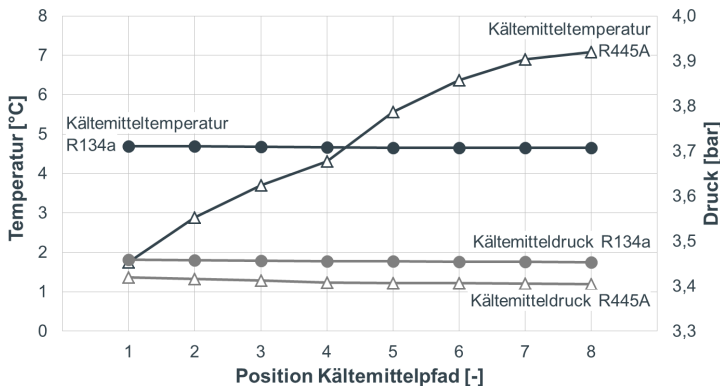


Abb. 6.10: Vergleich der beiden Kältemitteltemperatur- und Druckverläufe für R134a und R445A innerhalb des Außenwärmeübertragers im Luft/ Luft-Wärmepumpenbetrieb bei einer Umgebungstemperatur von 10°C

Für den reinen Luft/Luft-Wärmepumpenbetrieb bei 10°C werden für den Außenwär-

meübertrager die internen Kältemitteltemperaturen während des Verdampfungsvorgangs für R134a und R445A in der folgenden Abbildung beschrieben.

Der Kältemitteltemperaturanstieg mit zunehmender Verdampfung bei konstantem Druck ist für das Kältemittel R445A deutlich zu erkennen. Die erhöhte Zunahme der Kältemitteltemperatur ab Position 4 ist auf die Aufteilung der Fluten des Außenwärmeübertragers zurückzuführen (siehe Abbildung 5.10). Für R134a, welches keinen Temperaturgleit besitzt, verhält sich der Druck und die Temperatur des Kältemittels über den gesamten Verdampfungsvorgang hinweg konstant. Der Temperaturanstieg während des Verdampfungsprozesses hat für das Kältemittel R445A zur Folge, dass der Außenwärmeübertrager mit einer größeren MTD gegenüber R134a eingeregelt werden muss. Um dem Kältemittelkreislauf ausreichend Wärmestrom aus der Umgebung zur Verfügung zu stellen, muss die Kältemittelintrittstemperatur von R445A wesentlich tiefer im Vergleich zum Kältemittel R134a liegen. Die Eintrittstemperatur des Außenwärmeübertragers ist hauptsächlich abhängig von dessen Kältemittelaustrittstemperatur. Diese muss sich unterhalb oder gleich der Umgebungstemperatur befinden, damit keine Wärmemenge an die Umgebung abgegeben wird. Durch die niedrige Kältemittelintrittstemperatur in den Außenwärmeübertrager kann in diesem Bereich eine lokale Vereisung beim Verwenden des Kältemittels R445A auftreten.

Der genutzte Außenwärmeübertrager ist als Kreuzströmer für R134a ausgelegt (siehe Abbildung 5.10) und für den Bereich des Außenwärmeübertragers der Wärmepumpe mit dem Kältemittel R445A nachweislich nicht geeignet, da es im Bereich des Kältemittelintritts auf der Oberfläche des Außenwärmeübertrage zur lokalen Vereisung kommen kann.

Der Einsatz des verwendeten Chillers bei -20°C zeigt die Möglichkeit der Verwendung des Kältemittels R445A in der Wärmepumpe. Durch das Gegenstromprinzip von Kältemittel und Kühlwasser ist eine konstante Temperatur am Kühlwasseraustritt des Chillers möglich und einer lokalen Vereisung wie beim Außenwärmeübertrager kann entgegen gewirkt werden. Darüber hinaus findet durch die Verwendung des Gegenstromwärmeübertragers eine bessere Temperaturverteilung innerhalb des Wärmeübertragers statt und es können höhere Saugdrücke angefahren werden, was sich positiv auf das Druckverhältnis, die Verdichteraustrittstemperatur und die Leistungszahl der Wärmepumpe auswirkt.

Die folgende Abbildung vergleicht den Kältemittelhochdruck für die beiden Kältemittel R134a und R445A entsprechend der Umgebungstemperaturen. Die sich ergebenden Hochdrücke stehen im direkten Zusammenhang mit der IST-Ausblasttemperatur, welche sich an der SOLL-Ausblasttemperatur orientiert (siehe Abbildung 6.5). Die Druckdifferenz beschreibt in der Abbildung 6.11 die Hochdruckabweichung der beiden Kältemittel R134a zu R445A.

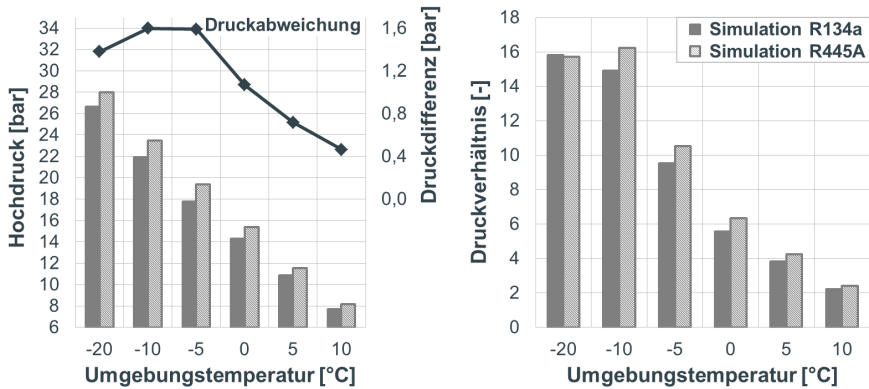


Abb. 6.11: Darstellung der sich einstellenden Hochdrücke und Druckdifferenzen im Wärmepumpenkreislauf für die Kältemittel R134a und R445A sowie das Druckverhältnis in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur

Das bei R445A im Vergleich zu R134a erhöhte Hochdruckniveau wird über eine erhöhte Verdichterzahl bereitgestellt, was zu einem erhöhten Druckverhältnis führt (außer bei -20°C , Erläuterung folgt im nächsten Absatz). Damit einhergehend ist eine höhere Verdichterleistung notwendig, welche einen negativen Einfluss auf die Leistungszahl der Wärmepumpe ausübt. Die Abbildung 6.5 vergleicht die Leistungszahlen von R134a und R445A und zeigt, dass sich die Leistungszahl des R445A-Kältemittelkreislaufs unterhalb der Leistungszahl von R134a befindet.

Im Fall einer Umgebungstemperatur von -20°C ist ein erhöhter Hochdruck notwendig, um die SOLL-Ausblasttemperatur zu erreichen. Allerdings wird zum Erreichen keine höhere Verdichterleistung benötigt, da sich über die leicht erhöhte Kühlwassertemperatur am Chiller (siehe Abbildung 6.6) der Saugdruck von R445A über dem von R134a befindet und somit für ein gleiches Druckverhältnis sorgt. Die im Gegensatz zu R134a leicht erhöhte Wärmemenge des Kühlwassers am Chiller von R445A wirkt sich auf eine leicht reduzierte Verdichterzahl aus und sorgt so für eine annähernd gleiche Leistungszahl.

Die Abbildung 6.12 vergleicht die simulierten Leistungszahlen der beiden Kältemittel R134a und R445A im linken Diagramm und stellt deren Einfluss auf die Reichweite in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur im rechten Diagramm gegenüber. Es wird deutlich, dass die Unterschiede der Leistungszahlen zwischen R134a und R445A mit zunehmender Umgebungstemperatur auseinander divergieren. Das resultiert aus dem leicht erhöhten Hochdruck, Druckverhältnis und der damit einhergehenden Verdichterleistung von R445A im Vergleich zu R134a. Die bei R445A mit

steigenden Umgebungstemperaturen geringer ausfallenden Leistungszahlen als bei R134a haben durch die fallenden SOLL-Heizleistungsanforderungen einen geringeren Reichweitereinfluss auf das E-Fahrzeug (siehe Abbildung 6.12 „Reichweite“ bei einer Umgebungstemperatur von 10°C).

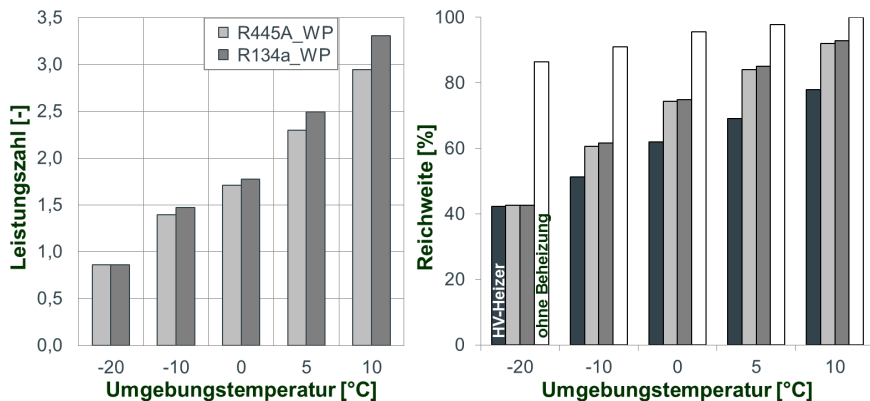


Abb. 6.12: Gegenüberstellung der simulierten Leistungszahlen der beiden Kältemittel R134a und R445A in der Wärmepumpe sowie deren Einfluss auf die Reichweite bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen

Der Einfluss auf die Reichweite durch den Einsatz des Kältemittels R445A in der untersuchten Wärmepumpe fällt insgesamt gering aus. Das Kältemittel R445A wurde zum Vergleich mit der R134a-Wärmepumpe in dessen Kreislauf verwendet, um die Nutzungsmöglichkeit in einer Wärmepumpe zu untersuchen. Anhand der Ergebnisse ist eine Nutzung von R445A in einer Wärmepumpe möglich, allerdings ist die direkte Verwendung der Umgebungsluft durch die Eigenschaft des verwendeten Kreuzstromwärmeübertragers und den Temperaturleit des Kältemittels im Nassdampfgebiet nicht möglich. Durch Verwendung eines Gegenstromwärmeübertragers (Chiller), wie im Fall der Wasser/Luft-Wärmepumpe bei -20°C Umgebungstemperatur, ist eine bessere Nutzung der Wärmequellen z.B. von Wasser und Umgebungsluft ohne lokale Vereisung möglich.

6.6 Optimierungsbedarf

Die Optimierungspotentiale für den Einsatz von R445A als Alternative zu R134a liegen zum einen im Austausch der verwendeten Kreuzgegenstromwärmeübertrager (Verdampfer und Heizkondensator) durch Gegenstromwärmeübertrager und zum anderen in der Einbindung des Außenwärmeübertragers in den Kühler des Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten (Wehner, U. und Ackermann, J. 2011: 590).

Für den Einsatz des Kältemittels R445A im Wärmepumpenbetrieb liegt die notwendige Optimierung auf der Seite „Umgebungsluft“ als Wärmequelle. Der Außenwärmeübertrager, welcher als Verdampfer im Luft/Luft- und Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpenbetrieb arbeitet und für R134a als Kreuzstromwärmeübertrager konzipiert ist, ist für den Einsatz mit dem Kältemittel R445A nicht geeignet. Die Temperaturunterschiede im Verlauf der Verdampfung im Außenwärmeübertrager weisen einen großen Unterschied zwischen Ein- und Austritt auf (siehe Abbildung 6.10). Durch den Temperaturgleit im Nassdampfgebiet (siehe Abbildung 6.7) steigt die Kältemitteltemperatur mit fortschreitender Verdampfung bei konstantem Druck an. Um der Umgebung ausreichend Wärmemenge zu entziehen, müssen niedrigere Kältemitteltemperaturen und -drücke angefahren werden. Außerdem ist der Kältemittelaustritt aus dem Außenwärmeübertrager zu überwachen, damit dieser unterhalb oder gleich der Umgebungstemperatur bleibt und keine schon aufgenommene Wärmemenge wieder an die Umgebung abgibt.

Die beschriebene Eigenschaft des Außenwärmeübertragers trifft im Klimaanlagebetrieb auch auf den Verdampfer des Klimageräts zu, welcher für R134a als Kreuzgegenstromwärmeübertrager ausgelegt ist. Die luftseitige Verdampfertemperatur wird bei dem Kältemittel R134a mit dem Kältemittelkreislauf anhand der kältesten Temperaturstelle eingeregelt, z.B. bei 3°C. Dies geschieht über eine Änderung des Kältemittelmassenstroms mithilfe des Verdichters. Im Fall des Kältemittels R445A findet eine Temperaturspreizung während des Verdampfungsvorgangs statt und die Kältemittelintrittstemperatur am Verdampfer kann unterhalb von 0°C liegen und führt zum Vereisen am Verdampfereintritt (Köhler et al. 2013: 19). Mithilfe des Einsatzes eines Gegenstromwärmeübertragers kann der beschriebene Nachteil der Vereisung umgangen werden. Damit einhergehend ist ein leicht erhöhter Saugdruck möglich, welcher das Druckverhältnis und die Austrittstemperatur am Verdichter reduziert.

Die Verwendung von luftseitigen Gegenstromwärmeübertragern in Klimageräten sowie als Außenwärmeübertrager ist aus Platzgründen im Fahrzeug unrealisierbar. Daher ist der Einsatz eines Sekundärkreislaufs für den Heizkondensator, Verdampfer und den Außenwärmeübertrager notwendig.

Der Außenwärmeübertrager kann die Umgebung durch Integration in den Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten und durch Einbindung des Kühlers als potentielle Wärmequelle im Wärmepumpenbetrieb nutzen. Darüber hinaus wird die entstehende Kondensationswärme im Klimaanlagebetrieb über den eingesetzten Kältemittel/Kühlwasser-Wärmeübertrager an das Kühlwasser und den nachgeschalteten Kühler an die Umgebung abgegeben. Durch den Entfall des kältemittelseitigen Außenwärmeübertragers kann der zu verwendende Kühler für die Anforderungen der Wärmeaufnahme im Wärmepumpenbetrieb und die Wärmeabgabe im Klimaanlagebetrieb optimiert werden. Zudem wird durch den Entfall des kältemittelseitigen Außenwärmeübertragers Bauraum im Frontend des Motorraums frei und durch Einsatz eines Außenwärmeübertragers werden die luftseitigen Druckverluste reduziert.

Im Fall des Sekundärkreislaufs, sowohl für den Heizkondensator als auch für den Verdampfer, kann die Klimatisierung des Fahrgastraums durch die zusätzlichen Medienmengen und deren spezifische Wärmekapazitäten in „Stop and Go“-Phasen auch bei geringeren Verdichterleistungen sichergestellt werden. Des Weiteren ist die Vorklimatisierung und Beheizung des Fahrgastraums beim Laden gegeben und der Sekundärkreislauf kann während der Fahrt als Wärmespeicher genutzt werden, im Gegensatz zur Traktionsbatterie, wie bei Zhou et al. (2012: 288) beschrieben.

Nachteilig für den Einsatz eines Sekundärkreislaufs sind die zusätzlichen Wärmekapazitäten und Wärmeübergänge sowie die benötigten Komponenten zur Förderung des zusätzlichen Mediums. Die Wärmekapazitäten führen zu einem verzögerten Ansprechverhalten der Kühl- und Heizleistung und einem längeren Abkühl- und Aufheizverhalten des Fahrgastraums. Zudem wird das beschriebene Verhalten durch den zusätzlichen Wärmeübergang in den Sekundärkreislauf noch verschlechtert.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass eine Beheizung des Fahrgastraums mithilfe des Kältemittels R445A nach den Simulationsergebnissen möglich ist und auch annähernd auf dem Leistungsniveau zu dem Kältemittel R134a liegt. Durch Anpassung der Kältekreislaufkomponenten (Wärmeübertrager) und Anpassung der Kreislaufregelung (z.B. MTD) auf das Kältemittel R445A ist eine Optimierung der Wärmepumpe hinsichtlich der Effizienz möglich und ein Einsatz im Fahrzeug aussichtsreich.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird die energieeffiziente Beheizung des Fahrgastraums von einem E-Fahrzeug untersucht. Des Weiteren werden die möglichen Heizleistungen entsprechend der Wärmepumpenart bewertet. Darüber hinaus werden Optimierungspotentiale zum effizienten Betrieb einer Wärmepumpe mit dem Kältemittel R134a bei tiefen Umgebungsbedingungen herausgearbeitet und Messergebnisse vorgestellt. Im Anschluss werden die Kältemittel R134a und R445A in der untersuchten Wärmepumpe mithilfe eines Simulationsmodells verglichen.

Zunächst werden die konventionellen Heizsysteme Kraftstoff- und Hochvoltheizer in einem Fahrzeug der Kompaktklasse experimentell untersucht. Die gemessenen Heizleistungen, Ausblastemperaturen und die sich ergebenden Fahrgastraumtemperaturen werden aufgenommen und dienen als Vergleich mit der Beheizung des Fahrgastraums mithilfe einer Wärmepumpe. Der Vergleich zwischen den beiden konventionellen Heizsystemen zeigt, dass der Einsatz eines Kraftstoffheizers für die Beheizung des Fahrgastraums bei tiefen Umgebungstemperaturen nicht ausreicht und bei hohen Umgebungstemperaturen durch Takten der Heizleistung zu starken Temperaturschwankungen der Ausblastemperaturen führt. Der Hochvoltheizer hingegen ist gut regelbar. Des Weiteren ist zur Verwendung des Kraftstoffheizers ein Kraftstofftank notwendig, während der Hochvoltheizer aus der vorhandenen Traktionsbatterie gespeist und so CO₂-neutral (abhängig vom konsumierten Ladestrom) den Fahrgastraum beheizt. Allerdings wird die Traktionsbatterie durch den Hochvoltheizer im Vergleich zum Kraftstoffheizer zusätzlich belastet und reduziert die Reichweite in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur drastisch (bei -20°C um mehr als die Hälfte).

In der vorliegenden Arbeit wird die Wärmepumpe in einem E-Fahrzeug auf ihre Funktionsfähigkeit entsprechend der Ausblastemperaturen und Heizleistungen sowie deren Einfluss auf die Reichweite untersucht. Dazu wird insbesondere der Einfluss des Außenwärmeübertragers auf die Heizleistung der Wärmepumpe bewertet. Der Einsatz einer reinen Luft/Luft-Wärmepumpe wird bis zu einer Umgebungstemperatur von -10°C aufgezeigt, allerdings vereist der Außenwärmeübertrager und eine Abtaustrategie muss umgesetzt werden, welche nicht im Fahrgastraum spürbar ist. Durch den Einsatz der Medien-Temperaturdifferenz wird der Wärmequelle Umgebungsluft weniger Energie entzogen, um das Vereisungsrisiko des Außenwärmeübertragers bei tiefen Umgebungstemperaturen zu verhindern. Mit Einbindung des

Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten wird der Wärmepumpe eine zusätzliche Wärmequelle zur Verfügung gestellt. Mithilfe dieser Anbindung erreicht die Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe die benötigten Heizleistungen auch unterhalb von -10°C Umgebungstemperatur und das Vereisungsrisiko des Außenwärmeübertragers wird im Vergleich zur reinen Luft/Luft-Wärmepumpe verhindert. Außerdem wird der Einfluss durch Reduzierung der Fahrgastraumtemperatur auf den Energieverbrauch der elektrischen Heizung aufgezeigt. Im Anschluss werden die Fahrgastraumtemperaturen, der Energieverbrauch und die Leistungszahlen der Wärmepumpe in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur verglichen. Abschließend werden die untersuchten Heizkonzepte bezüglich des Einflusses auf die Reichweite miteinander verglichen. Es zeigt sich, dass durch den Einsatz der entwickelten Wärmepumpe mit dem Kältemittel R134a ein Reichweitenvorteil bis zu einer Umgebungstemperatur von -10°C gegenüber dem Hochvoltheizer möglich ist.

Im Rahmen dieser Arbeit wird durch die Nutzung des Wasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten die Optimierung der Verschaltungsreihenfolge und die Speicherung der Abwärmemenge während des Ladevorgangs untersucht. Dazu wird der konventionelle Kühlwasserkreislauf untersucht, für den Einsatz einer Wärmepumpe optimiert und mit dieser verglichen. Durch die optimierte Verschaltungsreihenfolge ist eine Speicherung der Abwärmemenge des Ladegeräts in der E-Maschine möglich. Zudem wird durch Anhebung der Kühlwassertemperatur, um den Kühler später zu durchströmen, ein höheres Temperaturniveau im Vergleich zum konventionellen Kühlwasserkreislauf erreicht. Anschließend wird der Einfluss des vorkonditionierten Kühlwasserkreislaufs durch den Ladevorgang mit dem unkonditionierten Kühlwasserkreislauf verglichen und weist einen Reichweitenvorteil von 3% bei einer Umgebungstemperatur von -7°C auf. Durch zusätzliche Optimierungsmaßnahmen der Verschaltungsreihenfolge der E-Traktionskomponenten und der Außenwärmeübertrager lässt sich die Wärmepumpe noch energieeffizienter im E-Fahrzeug betreiben.

Abschließend wird mithilfe der vorliegenden Messdaten aus der experimentell untersuchten Wärmepumpe mit dem Kältemittel R134a die Validierung eines Simulationsmodells durchgeführt. Mit dem Simulationsmodell wird das Kältemittel R134a mit R445A verglichen. Der R445A Wärmepumpenkreislauf weist aufgrund der thermodynamischen Eigenschaft des Kältemittels und der verwendeten Kreuzstromwärmeübertrager (Außenwärmeübertrager) von R134a eine geringere Leistungszahl als die Wärmepumpe mit R134a auf. Zum einen werden höhere Hochdrücke (ca. 1 bar) im Vergleich zu R134a benötigt, um die SOLL-Ausblasttemperatur zu erreichen, was zu erhöhten Druckverhältnissen und steigenden Verdichteraustrittstemperaturen führt. Zum anderen ist die Temperaturdifferenz zwischen der Umgebungstemperatur und der Kältemiteleintrittstemperatur in den Außenwärmeübertrager im Vergleich zu R134a deutlich größer. Bei R134a verhält sich der Kältemitteldruck und die -temperatur im Nassdampfgebiet konstant, im Fall von R445A steigt die Kälte-

mitteltemperatur mit fortschreitender Verdampfung an. Zur gleichen Wärmemengenaufnahme aus der Umgebung müssen tiefere Kältemittelintrittstemperaturen angefahren werden, was zu einer lokalen Vereisung am Außenwärmeübertrager mit dem Kältemittel R445A führt. Die Problematik der Vereisung betrifft auch den Verdampfer des Klimageräts im Klimaanlagebetrieb. Für den Einsatz des Kältemittels R445A in der untersuchten Wärmepumpe ist es notwendig, die Wärmeübertrager, in denen das Kältemittel verdampft, im Gegenstrom- oder Kreuzgegenstromprinzip auszuglegen, um die beschriebenen Nachteile des Temperaturgleits von R445A im Nassdampfgebiet auszugleichen. Bei der Betriebsart Wasser/Luft-Wärmepumpe wird für beide Kältemittel auf der Verdampferseite ein Gegenstromwärmeübertrager verwendet, was zu einer Reduzierung des Druckverhältnisses am Verdichter führt und die Leistungszahl auf das Niveau von R134a angleicht.

Die Nutzung einer Wärmepumpe zur energieeffizienten und komfortablen Beheizung des Fahrgastraums von E-Fahrzeugen kann mit dem Kältemittel R134a erfolgen. Die Problematik der geringen Dichte und der Energieausnutzung bei tiefen Umgebungstemperaturen über den Außenwärmeübertrager und dessen Vereisung kann mithilfe der Abwärmemengen aus dem Kühlwasserkreislauf der E-Traktionskomponenten und im Notfall des zusätzlichen eingebundenen Hochvoltheizer ausgeschlossen werden. Durch eine optimierte Kühlwasserverschaltung der E-Traktionskomponenten und einer angepassten Ladestrategie der HV-Batterie sind eine energieeffizientere Beheizung und eine entsprechende Reichweitenverlängerung möglich. Darüber hinaus ist die Nutzung des alternativen Kältemittels R445A in der Wärmepumpe unter Berücksichtigung konzeptioneller Änderungen der Wärmeübertrager und der Regelungsstrategie möglich.

Die notwendigen Optimierungen hinsichtlich des Einsatzes von R445A als alternatives Kältemittel im Vergleich zu R134a im Kältemittelkreislauf beziehen sich vornehmlich auf den Verdampfungsbereich. Durch den Einsatz von Gegenstromwärmeübertragern kann die beschriebene Vereisungsproblematik ausgeschlossen werden. Im Wärmepumpenbetrieb bietet sich als Außenwärmeübertrager der Kühler des Wasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten an, wo die Wärmequelle Umgebung zusätzlich zu den E-Traktionskomponenten genutzt werden kann. Der Einsatz eines Kreuzgegenstromwärmeübertragers als Verdampfer im Klimagerät kann so verschaltet werden, dass sich der Kältemittelaustritt luftseitig vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager befindet. Die durchströmende Luft wird im ersten Bereich (Kältemittelaustritt) entfeuchtet und anschließend im zweiten Bereich (Kältemittelintritt) weiter abgekühlt. Die mittlere Lufttemperatur nach dem Verdampfer ist somit gleichmäßig verteilt und ein Einsatz in heutigen Klimageräten mit gleichzeitiger Regelung der Verdampfungstemperatur ist möglich.

A Leistungsdichten der Antriebstechnologien

Die Beschreibung der Leistungsdichten der einzelnen Möglichkeiten des Betriebs eines Kraftfahrzeugs und der Beheizung des Fahrgastraums wird in der folgenden Tabelle aufgezeigt. Die notwendigen Daten zur Berechnung der Heizleistung und des Energieverbrauchs für konventionelle Heizmaßnahmen sind aus der folgenden Tabelle entnommen.

Tab. A.1: Leistungsdichten der angewandten Antriebstechnologien und Heizmaßnahmen zu den Kraftstoff- und Batterieeigenschaften

Medium	Aggregatzustand	Dichte [kg/m ³]	Leistungsdichte [kWh/kg]
Wasserstoff (1,013 bar, 0°C)	gasförmig	0,09 ¹	33,3 ¹
Wasserstoff (bei -252,77°C)	flüssig	70,8 ²	33,3 ³
Erdgas (H-Gas)	gasförmig	0,55 - 0,75 ⁴	12,0 - 15,7 ⁴
Erdgas (L-Gas)	gasförmig	0,55 - 0,75 ⁴	10,0 - 13,0 ⁴
Autogas	flüssig	540 ⁵	12,8 ⁵
Superbenzin	flüssig	720 - 775 ⁶	12,08 ⁶
Normalbenzin	flüssig	720 - 775 ⁶	11,86 ⁶
Diesel	flüssig	833 ⁶	11,83 ⁶
Ethanol	flüssig	790 ⁶	7,42 ⁶
Blei-Zelle (2 V)	—	—	0,030 - 0,040 ⁷
LiIon-Zelle (3,6 V)	—	—	0,120 - 0,180 ⁷

¹Technische Thermodynamik Stoffwertesammlung n.d.: 23
²Linde 2008: 2
³Hessisches Ministerium für Umwelt, Energie, Landwirtschaft und Verbraucherschutz 2011: 16
⁴Gasbeschaffenheit der Gasgruppen der 2.Gasfamilie, Nennwerte nach G 260 (0°C, 1,01325 bar), Energiegehalt ist abhängig vom Methananteil
⁵bei einem Anteil von 60% Butan
⁶bei 15°C, Research-Oktanzahl Superbenzin: ≥ 95; Normalbenzin: ≥ 91; Ethanol: > 100
⁷Akkuvergleich

B Experimentelle Untersuchung am Prüfstand

Im ersten Schritt wurde die Wärmepumpe auf einem Prüfstand aufgebaut und experimentell untersucht. In diesem Abschnitt wird ein Überblick über den Prüfstands-aufbau und der eingesetzten Messtechnik gegeben.

Luftseitige Temperaturmessung

Die Luftseite beinhaltet Thermoelemente jeweils vor und nach dem Verdampfer, Heizkondensator und dem Außenwärmeübertrager, um die Temperaturverteilung der durch die Wärmeübertrager strömenden Luft zu bilanzieren. Die Messstellen sind so platziert, dass sie sich direkt im Luftstrom befinden und mit dem Messkopf des Thermoelements den Wärmeübertrager nicht berühren. Die Verteilung und Anordnung der Thermoelemente ist für das Klimagerät exemplarisch am Heizkondensator in Abbildung B.1 dargestellt. In der Abbildung B.2 sind die 20 Messstellen des Außenwärmeübertragers zu erkennen. Die Rückseiten der drei Wärmeübertrager sind analog zur Vorderseite mit Thermoelementen ausgestattet.

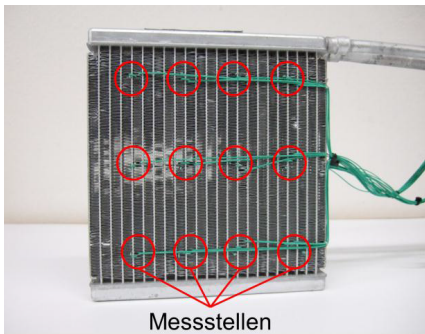


Abb. B.1: Messstellen am Heizkondensator

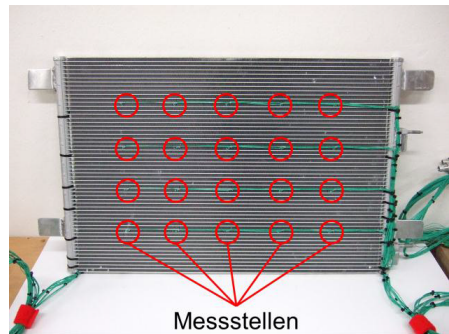


Abb. B.2: Messstellen am Außenwärmeübertrager

Zudem werden die Temperatursensoren vor Außenwärmeübertrager und vor Verdampfer (im Klimagerät) zur Überprüfung der Temperatur der vorkonditionierten Zuluft der Klimakammer genutzt.

Kältekreislauf

Im Kältemittelkreislauf der Wärmepumpe sind 10 Druck- und Temperaturmessstellen und ein Coriolis-Messgerät zur Aufzeichnung des Kältemittelmassenstroms verbaut. Darüber hinaus sind zur Druckverlustbestimmung am Außenwärmeübertrager und dem Chiller jeweils ein Druckdifferenzsensor installiert.

Wasserkreislauf

Der Wasserkreislauf beinhaltet Temperaturmessstellen vor nach den beiden Komponenten Chiller und HV-Heizer. Zur Bilanzierung des Kühlwasserkreislaufs eine Durchflussvolumenmessstrecke mit Temperaturkompensation installiert.

B.1 Prüfstands Aufbau

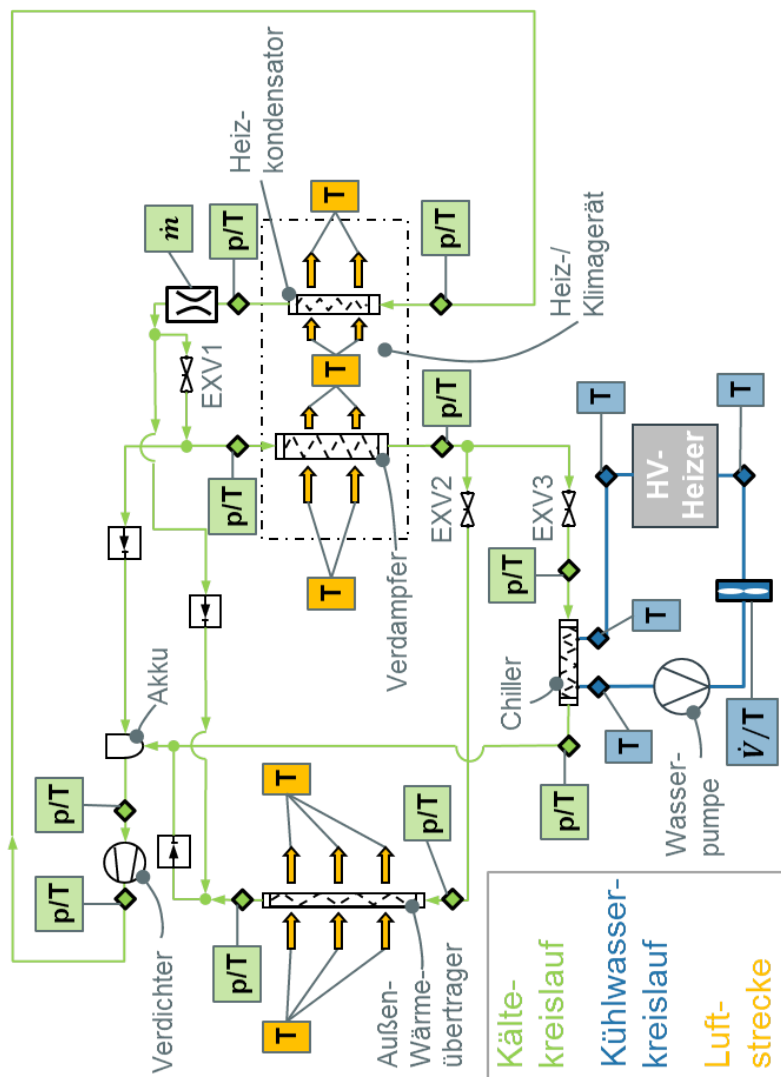


Abb. B.3: Aufbau des Wärmepumpenprüfstandes mit allen Messstellen im Kältemittel-, Kühlwasserkreislauf und der Luftstrecke

B.2 Messtechnik

Tab. B.1: Übersicht über die im Prüfstand verwendete Messgeräte und deren Messprinzip, Messbereich und zu erwartende absolute bzw. relative Messgenauigkeit bezogen auf den Messwert (v.M.) bzw. Messbereichsendwert (v.E.)

Messgröße	Messprinzip bzw. gerät	Messbereich	rel./abs. Messfehler
Kältemittel			
Temperatur	elektrischer Widerstand Pt100	-40°C bis 250°C	±0,1K
Niederdruck	elektrischer Widerstand Metallfilm-DMS	0 bis 10bar	0,25%
Hochdruck	elektrischer Widerstand Metallfilm-DMS	0 bis 40bar	0,25%
Druckdifferenz	elektrischer Widerstand Metallfilm-DMS	0 bis 1bar	±0,5% (v.E.)
Kältemittel- massenstrom	Coriolis-Kraft schwingendes Messrohr	0 bis 1500 kg/h	≤±0,2% (v.M.)
Wasser			
Temperatur	elektrischer Widerstand Pt100	-40°C bis 250°C	±0,1K
Wasser- volumenstrom	Volumenstrom Messturbine	0,11 bis 11 l/min	≤±0,05% (v.M.)
Luftstrecke			
Temperatur	thermoelektrisch Thermoelement Typ K	-40°C bis 250°C	±0,3K
Luftfeuchtigkeit	Kapazitive Feuchtesensoren	0 bis 100%	±2% (MB 10..40°C)
Druckdifferenz	piezoelektrische Relativdruckaufnehmer	±500Pa	±0,1% (v.E.)
Luftvolumen- strom	Wirkdruckprinzip	0 bis 800 m ³ /h 0 bis 9000 m ³ /h	±1% (v.M.)

C Experimentelle Bestimmung des Luftvolumenstromes

Die Leistungsbilanzierungen und die dazu benötigten Berechnungen für die luft-, kühlwasser- und elektroseitigen Berechnungen werden in den folgenden Unterkapiteln beschrieben.

Die Berechnungen der luftseitigen Leistungen erfolgen mithilfe der Formeln in Kapitel C.1. Zur Ermittlung des Luftvolumenstroms wurde das Fahrzeug mithilfe einer Grunddichte- und Luftmengenmessung in den einzelnen Ausströmerstellungen des Klimageräts und in 1 V- Gebläseschritten bis zum Maximalwert vermessen. Die Abbildung C.1 beschreibt den prinzipiellen Versuchsaufbau.

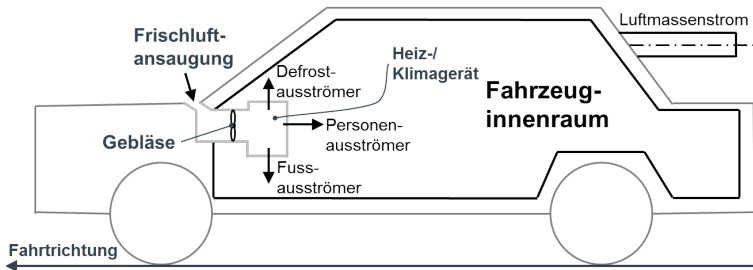


Abb. C.1: Prinzipieller Versuchsaufbau zur Ermittlung der Grunddichte- und der Luftmengenmessung in Abhängigkeit von der Gebläsespannung (Luftvolumenstrom) und der Luftverteilung

Durch die Grunddichtemessung (Innendruckmethode) wird die Abluftlinien, der Leckagelinien (Entlüftungssystem ist geschlossen bzw. abgedichtet) der Karosserie bei geschlossener Belüftung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit, ermittelt (Grossmann 2010: 220).

Mit dem Belüftungssystem werden in Abhängigkeit von der Betriebsart (Luftverteilung und Gebläsespannung) und der Fahrgeschwindigkeit im Fahrgastraum wiederum Druckdifferenzen erzeugt. Mit den gemessenen Abluftlinien werden dann die dazugehörigen Belüftungsströme erhalten (Grossmann 2010: 54).

Mithilfe der Ermittelten Luftmengen in Abhängigkeit von der Luftverteilung und Gebläsespannungen ist eine Berechnung des luftseitigen Massenstroms über das Heiz-/Klimagerät durch die Umgebungstemperatur möglich. Anhand des berechneten Luftmassenstroms und den vorhandenen Ansaug- und Ausblas-Temperatur Sensoren ist eine Bilanzierung der luftseitigen Heiz- und Kühlleistungen des Kältemittelkreislaufs möglich.

Die kühlwasserseitige Berechnung der einzelnen Komponenten (Leistungselektronik, Ladegerät, E-Maschine und Chiller) erfolgt mithilfe einer Durchflussturbinen und den Temperatursensoren vor und nach jeder Komponente.

Der benötigte elektrische Verbrauch der verwendeten Komponenten zur Beheizung des Fahrgastraums wird mithilfe des aufgezeichneten Stroms über Messhunts und der Hochvolt- und Niedervolt-Spannung der jeweiligen Batterie verwendet.

Die zur Berechnung verwendeten Stoffwerte stammen aus der TILMedia Stoffdatenbank 3.2.2 von TLK.

C.1 Luftseitiger Massenstrom und Heizleistung

Der Luftmassenstrom \dot{m}_{Luft} über die Wärmeübertrager des Klimageräts berechnet sich anhand des Volumenstroms \dot{V}_{Luft} (aus Gebläsespannung GS , Luftverteilung $Defog$, der Temperaturklappe 100% offen T_{Klappe}) und der Dichte der Umgebungsluft ρ_{Luft} (aus Umgebungsdruck $p_{Umgebung}$, Umgebungstemperatur $T_{Umgebung}$ und -Feuchte $\varphi_{Umgebung}$):

$$\dot{V}_{Luft} = f(GS, Defog, T_{Klappe}) \quad (C.1)$$

$$\rho_{Luft} = f(p_{Umgebung}, T_{Umgebung}, \varphi_{Umgebung}) \quad (C.2)$$

$$\dot{m}_{Luft} = \dot{V}_{Luft} \cdot \rho_{Luft} \quad (C.3)$$

Die Heizleistung Q_{Heiz} , welche dem Fahrgastraum zugeführt wird, berechnet sich über den Luftmassenstrom \dot{m}_{Luft} aus der Gleichung C.3, der spezifischen Wärmekapazität c_{pLuft} , den beiden Lufttemperaturen $T_{Umgebung}$ und der gemittelten Ausströmtemperatur aus Fuß und Defrost $T_{Ausblas}$.

$$c_{pLuft} = f(p_{Umgebung}, T_{Umgebung}, \varphi_{Umgebung}) \quad (C.4)$$

$$Q_{Heiz} = \dot{m}_{Luft} \cdot c_{pLuft} \cdot (T_{Ausblas} - T_{Umgebung}) \quad (C.5)$$

Die Berechnung der luftseitigen Kühlleistung $Q_{Kühl}$ erfolgt nach der Gleichung C.5. Entsprechend der geänderten Luftverteilung zum Heizvorgang und des Bypassens des Heizkondensators (T_{Klappe} 0% geschlossen) berechnet sich der \dot{m}_{Luft} . Die $T_{Ausblas}$ ermittelt sich anhand der Personenausströmer (Luftverteilung aus dem Klimagerät siehe Abbildung 2.9).

$$Q_{Kühl} = \dot{m}_{Luft} \cdot c_{pLuft} \cdot (T_{Ausblas} - T_{Umgebung}) \quad (C.6)$$

C.2 Wasserseitiger Massenstrom / Kühlleistung

Die wasserseitige Berechnung erfolgt anhand einer im Kühlwasserkreislauf integrieren Durchflussturbine \dot{V}_{KW} und der Temperaturmessstellen vor T_{KWEin} und nach T_{KWAus} der Kühlwasserkomponenten. Die Dichte des Kühlwassers ρ_{KW} und die spezifische Wärmekapazität c_{pKW} wird mithilfe der Messstelle T_{KWEin} berechnet.

$$\dot{m}_{KW} = \dot{V}_{KW} \cdot \rho_{KW} \quad (C.7)$$

$$Q_{Chiller} = \dot{m}_{KW} \cdot c_{pKW} \cdot (T_{KWAus} - T_{KWEin}) \quad (C.8)$$

C.3 Elektrische Leistung

Die Berechnung der elektrischen Leistung des Verdichters $P_{Verdichter}$ und Hochvolt-heizers P_{Heizer} erfolgt mithilfe von Messshunts, welche in die Hochvoltleitungen der einzelnen Komponenten integriert sind.

$$P_{Verdichter} = U_{Verdichter} \cdot I_{Verdichter} \quad (C.9)$$

$$P_{Heizer} = U_{Heizer} \cdot I_{Heizer} \quad (C.10)$$

Die Berechnung des Lüfters erfolgt nur bei Einsatz der Luft/Luft- bzw. kombinierten Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe. Daher wird dieser Rechnungsbetrag in die Gesamtleistungsaufnahme der Wärmepumpe integriert.

$$P_{Lüfter} = U_{Lüfter} \cdot I_{Lüfter} \quad (C.11)$$

Die elektrisch aufgenommene Gesamtleistung für den Betrieb der Wärmepumpe erfolgt durch das Summieren der Einzelleistungen von Verdichter $P_{Verdichter}$, Hochvoltheizer P_{Heizer} und Lüfter $P_{Lüfter}$:

$$P_{el} = P_{Verdichter} + P_{Heizer} + P_{Lüfter} \quad (C.12)$$

C.4 Leistungszahl

Die Leistungszahl (englisch Coefficient of Performance, COP) genannt, beschreibt das Verhältnis von der Heizleistung Q_{Heiz} und dafür elektrisch aufgenommene Gesamtleistung P_{el} :

$$COP = \frac{Q_{Heiz}}{P_{el}} \quad (C.13)$$

D Druckverhältnisse am Verdichter

Das Druckverhältnis π gibt das Verhältnis zwischen Eintritts- (p_e) und Austrittsdruck (p_a) des Verdichters wieder (siehe Gleichung 2.1 in Kapitel 2.4.4). Bei konstantem Volumenstrom und steigendem Druckverhältnis nimmt die Leistungsaufnahme des Verdichters zu und die Leistungszahl (COP) zwischen aufgenommener und genutzter Leistung nimmt ab. Der Betrieb des Kältekreislaufs als Klimaanlage oder Wärmepumpe zeigt einen deutlichen Unterschied im sich einstellenden Druckverhältnis, welcher der Verdichter situationsabhängig überwinden muss (siehe Abbildung D.1).

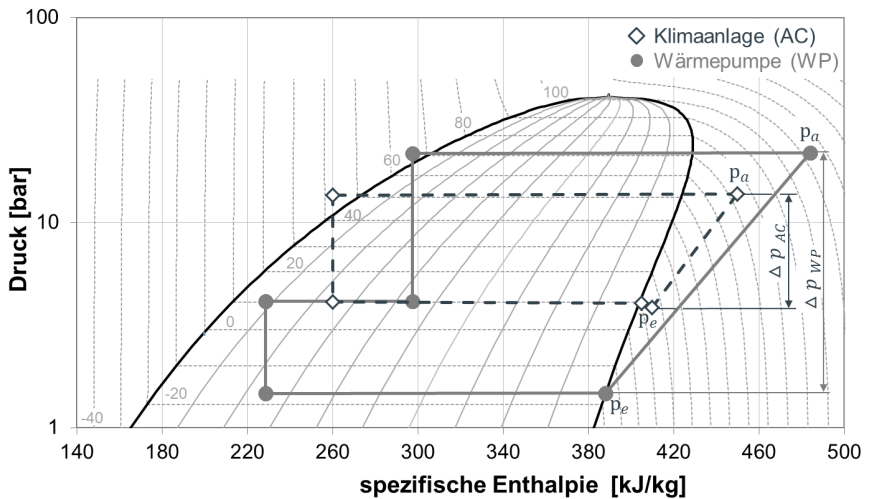


Abb. D.1: Erläuterung des Einflusses des Kältekreislaufbetriebs auf das Druckverhältnis am Verdichter im Logarithmus p,h-Diagramm für das Kältemittel R134a

Klimaanlage

Mit dem Kältemittel R134a liegt das Druckverhältnis einer Serienklimaanlage zwischen 2,5 und 11. Der minimale Verdampfungsdruck darf die Grenze von rund 3 bar nicht unterschreiten. Im Fall von R134a entspricht dies einer Kältemitteltemperatur von rund 0°C. Wird dieser Wert unterschritten, kann es zur Vereisung des Wärmeübertragers kommen. Der maximale Hochdruck (p_a) liegt bei rund 32 bar.

Wärmepumpe

Im Betriebsfall der Wärmepumpe mit dem Kältemittel R134a kann das Druckverhältnis maximal 26 betragen. Im Vergleich zum Klimaanlagenbetrieb kann sich der Verdampfungsdruck im Wärmepumpenbetrieb unterhalb der Umgebungstemperatur befinden, um Wärmemenge aus der Umgebung bei tiefen Umgebungstemperaturen aufzunehmen. Der minimale Niederdruck (p_e) liegt bei rund 1 bar Absolutdruck. Der maximale Hochdruck ergibt sich aus der Kondensationstemperatur, welche zur Erreichung der SOLL-Ausblastemperatur (siehe Abbildung 2.5) benötigt wird und kann bei -20°C rund 26 bar betragen.

E Reichweitenberechnung

Die Berechnung der Reichweite erfolgt anhand von Verbrauchsmessungen bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen. Zusätzlich zur Ermittlung der Reichweite sind Messungen mit den Nebenverbrauchern, die zum Betrieb des Fahrzeugs notwendig sind (ohne Klimatisierung und Beheizung, Multimedia, usw.), durchgeführt worden. Bei den ermittelten Werten handelt es sich um den Leistungsverbrauch der Nebenverbraucher pro kWh. Die Reichweite ergibt sich aus der Batteriekapazität_(netto) im Verhältnis zum Fahrzeuggrundverbrauch, dem Heizleistungsbedarf entsprechend der Umgebungstemperaturen im Verhältnis zum Wirkungsgrad (COP) des Heizsystems und der Leistungsaufnahme von den Nebenverbrauchern.

Grundrechnung:

$$Reichweite = \frac{Batteriekapazität_{(netto)}}{Fzg.Grundverbrauch + \frac{Q_{Bedarf}}{COP} \cdot Leistung_{N.Verbrauch}} \quad (E.1)$$

$$Fzg.Grundverbrauch = \frac{Batteriekapazität_{(netto)}}{Reichweite_{(ohneKlimatisierung)}} \quad (E.2)$$

Informationen zur Berechnung der Reichweite für das folgende Beispiel:

Reichweite _(ohneKlimatisierung) bei 0°C	=	150 km
Batteriekapazität _(brutto)	=	27500 Wh
Batteriekapazität _(netto) (80% vom brutto Wert)	=	22000 Wh
1 kW Nebenverbraucher (Leistung _{N.Verbraucher})	=	30 $\frac{Wh}{km}$
Heizleistungsbedarf (Q_{Bedarf})	=	2,34 kW bei 0°C
(siehe Abbildung 2.5)		
COP vom Hochvolttheizer	=	0,9

Beispielrechnung:

$$\begin{aligned}
 Fzg.Grundverbrauch &= \frac{22000}{150} \quad \left[\frac{Wh}{km} \right] \\
 &= 146,7 \quad \frac{Wh}{km} \\
 Reichweite &= \frac{22000}{146,7 + \frac{2,34}{0,9} \cdot 30} \quad \left[\frac{Wh}{\frac{Wh}{km} + \left(kW \cdot \frac{Wh}{km} / kW \right)} \right] \\
 &= 98 \quad km
 \end{aligned}$$

F Verschattungseinfluss des Wärmeübertragers auf die Luftmenge

Im Folgenden wird die Heizleistung für den Fahrgastraum in Abhängigkeit von der Verschattung des Außenwärmeübertragers auf die Luftmenge, welche durch den Lüfter über den Außenwärmeübertrager gefördert werden kann, in zwei Messreihen beschrieben.

Der Prüfstand zur Ermittlung der Luftmengen über den Außenwärmeübertrager mithilfe des Lüfters wird anhand der Prinzipskizze Abbildung F.1 erläutert.

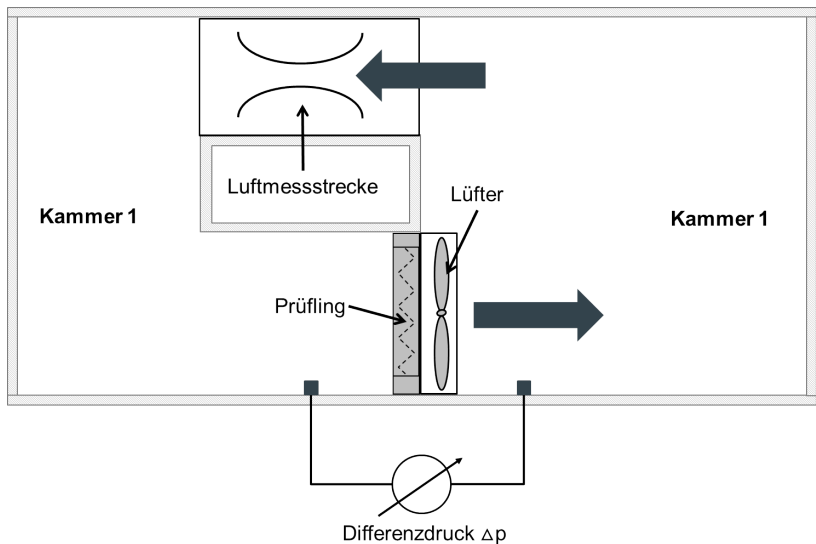


Abb. F.1: Darstellung des Prüfstands zur Ermittlung der Luftmengen über den Außenwärmeübertrager mithilfe des verwendeten Lüfters, Prinzipskizze

Für die Erstellung der Ergebnisse wurde ein Differenzdruck (Δp) von 0 Pa eingestellt, damit über die komplette Messreihe (mit und ohne Frontverschattung) die Ergebnisse Vergleichbar sind.

Die beiden folgenden Abbildungen beschreiben den Versuchsaufbau am Außenwärmeübertrager. In der ersten Abbildung F.2 wird der Außenwärmeübertrager auf der gesamten Fläche von der Zuluft angeströmt, welche durch den Lüfter erzeugt wird. Im Vergleich zum ersten Versuchsaufbau befindet sich in der rechten Abbildung F.3 eine 50-prozentige Verschattung der Zuluft vor dem Außenwärmeübertrager.

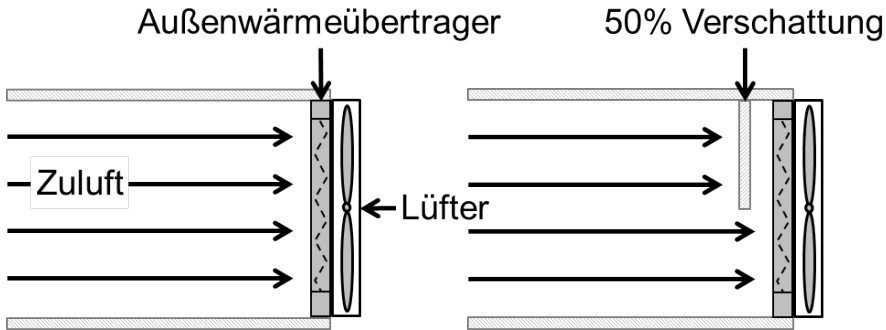


Abb. F.2: Zuluft ohne Verschattung

Abb. F.3: Zuluft mit Verschattung

Die Messungen zum Einfluss der Verschattung des Außenwärmeübertragers erfolgen mit unterschiedlichen Lüfterleistungen, welche als Prozentangaben in der folgenden Abbildung angegeben sind. Daraus ergeben sich die geförderten Luftvolumenströme über den Außenwärmeübertrager ohne und mit 50-prozentiger Verschattung des Außenwärmeübertragers.

Die Randbedingungen für die beiden Messreihen sind gleich und folgende Bedingungen werden konstant gehalten: Umgebungstemperatur (-5°C), Luftmenge über den Heizkondensator (230 kg/h), Verdichterdrehzahl (4500 1/min) und der Expansionsquerschnitt ($0,575\text{ mm}^2$).

Die Abbildung F.4 vergleicht die beiden Messreihen zu den möglichen Heizleistungen und Luftvolumenströmen über den Außenwärmeübertrager bei -5°C .

Die Säulen im Diagramm stehen für den erzeugten Luftvolumenstrom entsprechend der Ansteuerung des Lüfters.

Die Heizleistungen mit Verschattung liegen in einem Bereich der Lüfteransteuerung von 40% bis 90%, um 90 W niedriger als die Messungen ohne Verschattung. Im Bereich der Lüfteransteuerung von 20% bis 30% liegt das Heizleistungsdelta bei rund 150 W. Das bedeutet, je geringer die Lüfterleistungen werden, desto größer werden die Einflüsse auf die Heizleistungen.

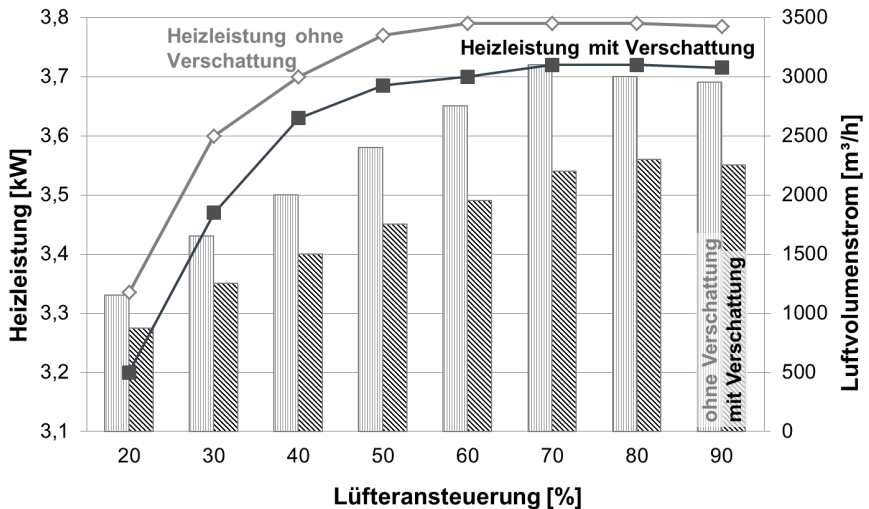


Abb. F.4: Vergleich des Luftvolumenstroms eines Lüfters ohne und mit 50-prozentiger Verschattung des Außenwärmeübertragers mit dem Einfluß auf die Heizleistung bei -5°C Umgebungstemperatur

Darüber hinaus wird anhand des Vergleichs ersichtlich, dass eine Heizleistung von 3,7 kW bei dem Versuch ohne Verschattung und einer Lüfteransteuerung von 40% erreicht wird. Im Fall der Messung mit Verschattung wird eine Mehrleistung von 20% des Lüfters benötigt, um die gleiche Heizleistung zu erzeugen. Daher kann man aus den beiden Messreihen ableiten, dass die Heizleistung direkt vom Luftvolumenstrom über den Außenwärmeübertrager abhängig ist.

Zudem wird deutlich, dass die Luftvolumenströme mit der 50-prozentigen Verschattung 15% bis 20% geringer ausfallen als die der Messreihe ohne Verschattung. Ab einer Lüfteransteuerung von 70% bleiben die Werte des Luftvolumenstroms gleich. Das resultiert aus dem eingesetzten Lüfter, der seine maximale Luftförderleistung bei 70% erreicht.

Außerdem hat die Gestaltung des Motorraums (Abstand des Lüfters zum nächsten Bauteil, Motorraumabdichtung, Motorkapsel, usw.) einen zusätzlichen Einfluss auf den Luftvolumenstrom, welcher durch den Lüfter erzeugt wird. D.h. die experimentell ermittelten Ergebnisse zeigen durch die beschriebenen Randbedingungen nur eine Tendenz der Verschlechterung des Fördervolumens des Lüfters und des Einflusses auf die Heizleistung einer Wärmepumpe.

G Beschreibung der Simulationsmodelle

Der Aufbau der Simulationsmodelle für die beiden Wärmepumpenfälle (Luft/Luft- und Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe) erfolgten mit Dymola unter Verwendung der TILMedia Bibliothek. Zur Stabilität der Simulationsmodelle sind für beide Wärmepumpenfälle jeweils ein Simulationsmodell aufgebaut und in den beiden folgenden Unterkapitel beschrieben.

Der Aufbau der Simulationsmodelle erfolgt mit den Einzelkomponenten Verdichter (nach Försterling 2004), Heizkondensator, Verdampfer, Außenwärmeübertrager (nach Gräber 2014) und Expansionsventilen. Die notwendigen Daten zur Erstellung der Simulationsmodelle der verwendeten Kältemittelkomponenten sind anhand von Einzelmessungen auf Prüfständen ermittelt und in die Modellerstellung eingeflossen. Die Kältemittelleitungsdurchmessern und -längen zwischen den einzelnen Simulationskomponenten sind dem Kältemittelkreislauf der Wärmepumpe aus dem realen Fahrzeug entnommen.

Die Randbedingungen bei den Simulationsmodellen beinhaltet die gleichen Randbedingungen wie sie für die einzelnen Messungen im Fahrzeug verwendet worden sind.

Die Einschränkung die zum realen Fahrzeug gemacht werden, liegt in der nicht Einbeziehung der erzwungenen Konvektiven Verluste durch den Fahrtwind. Die Einbeziehung der thermischen Strahlung über die Temperaturdifferenzen für die Kältemittelleitungen der Wärmepumpe erfolgt in dem Simulationsmodell.

Die in grün dargestellten Linien stehen für den Kältemittelkreislauf und zusätzlich sind die Leitungen zwischen den einzelnen Kältemittelkomponenten mit den Simulationskomponenten A-B mit eingebunden.

Der Luftpfad durch die Wärmeübertrager (Außenwärmeübertrager, Verdampfer und Heizkondensator) ist in orange dargestellt. Dort sind auch die Randbedingungen, welche durch die Tabelle 6.1 vorgegeben werden, mithilfe von Reglern (blaue Quadrate) und deren Sensoren in den Luftkreis mit eingebunden.

In der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe ist zusätzlich zur Luft/Luft-Wärmepumpe der Kühlwasserkreislauf (hellblaue Linien) an den Kältemittelkreislauf mithilfe des Chiller angebunden. Die Randbedingungen für die Kühlwassertemperaturen und den -Volumenstrom werden über die Tabelle 6.1 vorgeben.

G.1 Simulationsaufbau der Luft/Luft-Wärmepumpe

Das Simulationsmodell der Luft/Luft-Wärmepumpe G.1 beinhaltet die Einzelkomponenten des Kältemittelkreislaufes Elektroverdichter, Heizkondensator, Verdampfer, Außenwärmeübertrager, Akku und die beiden EXVs, EXV1 und EXV2. Die detaillierte Beschreibung der Luft/Luft Wärmepumpe erfolgt in Kapitel 4.1).

Die Regelung der Medien-Temperaturdifferenz (MTD) am Außenwärmeübertrager erfolgt nach der in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Funktion.

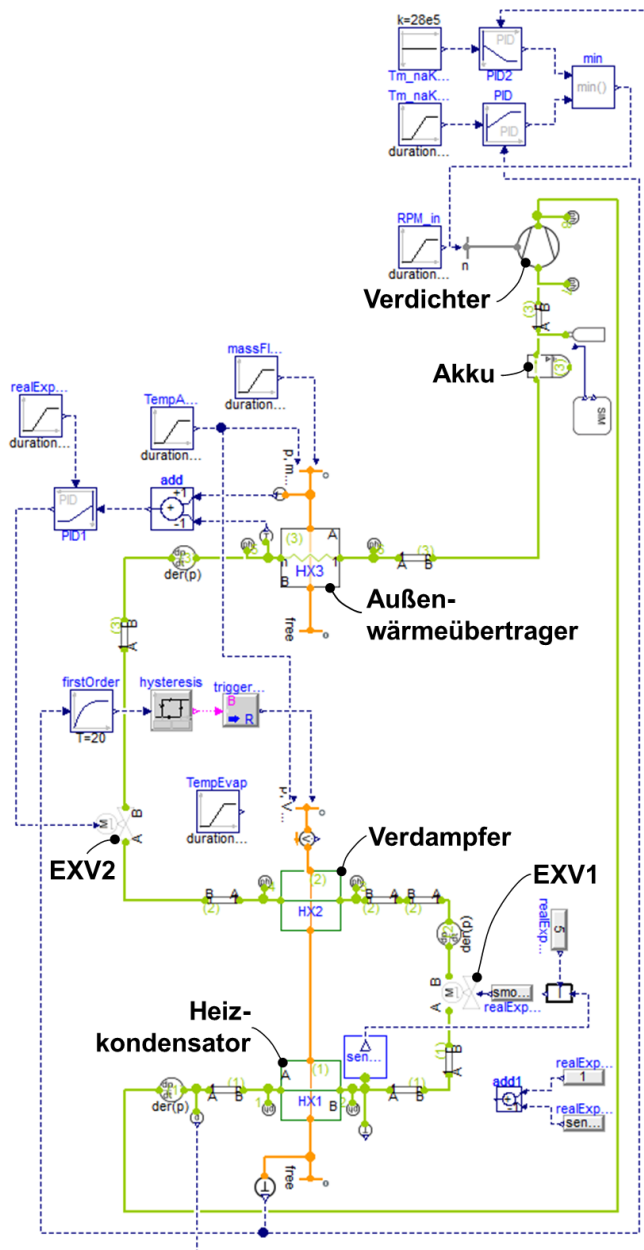


Abb. G.1: Aufbau des Simulationsmodells der Luft/Luft-Wärmepumpe

G.2 Simulationsaufbau der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe

Das Simulationsmodell Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe G.2 ist um die Einbindung des Kühlwasser- an den Kältemittelkreislaufes erweitert worden. Zusätzlich zur Luft/Luft-Wärmepumpe beinhaltet der Kältemittelkreislauf der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe ein EXV3 und einen sogenannten Chiller (Kältemittel-/Kühlwasserwärmeübertrager). Die Einbindung des Kühlwasserkreislaufes an den Kältemittelkreislauf erfolgt mithilfe des Chillers.

Die einzustellenden Kühlwassereintrittstemperaturen am Chiller ergeben sich aus den beschriebenen Randbedingungen für die E-Traktionskomponenten und die Heizleistungsanforderung entsprechend den Umgebungstemperaturen. Der Volumenstrom, welcher anhand von stationär ermittelten Daten vorgegeben wird und die sich einzustellenden Kühlwasseraustrittstemperaturen, geben die Kühlwassereintrittstemperatur am Chiller vor. Die sich somit einstellenden Bedingungen, geben die Wärmeenergien vor, welche über den Kühlwasser- in den Kältemittelkreislauf übertragen werden müssen. Die benötigte Wärmeenergie über den Chiller wird anhand der SOLL-Ausblastemperatur vorgegeben.

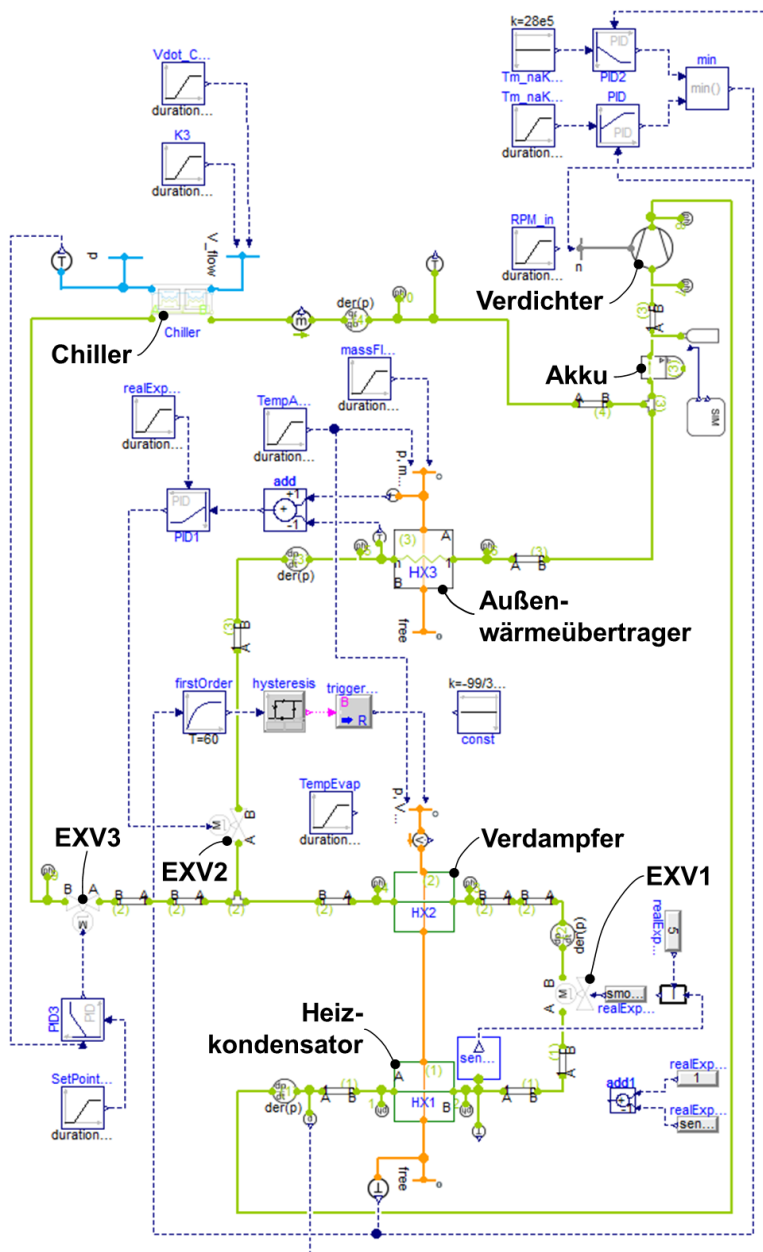


Abb. G.2: Aufbau des Simulationsmodells der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe

Nomenklatur

Abkürzungen

ASV	A bsperr v entil
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
COP	C oefficient O f P erformance (Leistungszahl)
Defog	Luftverteilung im Klimagerät (Aufteilung Fuß/Defrost)
E	E lektro
EM	E lektro m aschine
EXV	E lektronisches E xpansionsventil
GS	G ebälse s pannung
GWP	G lobal W arming P otential (Treibhauspotential)
HV	H ochvolt (> 60 V)
HWT	H eizung w ärme ü ber t rager
KS	K raft s toff
KW	K ühl w asser
LE	L eistung s elektronik
LG	L adegerät
MTD	M edien- T emperatur d ifferenz (Temperaturdifferenz zw. Kältemittel-eintritts- und Umgebungstemperatur am Außenwärmeübertrager)
NV	N iedervolt (< 60 V)
PHEV	P lug I n H ybrid E lectrical V ehicle
PTC	P ositive T emperature C oefficient (positiver Temperaturkoeffizient)
R134a	Kältemittel Tetrafluorethan 1,1,1,2 (GWP ₁₀₀ = 1430)(EPA 2014)
R445A	Kältemittel AC6 der Firma Mexichem (GWP ₁₀₀ = 135)(SAE 2013)
R744	Kältemittel Kohlenstoffdioxid (CO ₂) (GWP ₁₀₀ = 1)(EPA 2014)
R1234ze(E)	Kältemittel Tetrafluoropropene (GWP ₁₀₀ = 6)(EPA 2014)
TSECC	T Ü V S Ü D E - C ar C ycle
ULEV	U ltra- L ow E mission V ehicle
WP	W ärmepumpe
ZEV	Z ero E mission V ehicle

Lateinische Buchstaben

A	m^2	Fläche
c_p	$J/(kg \cdot K)$	spezifische isobare Wärmekapazität
c_w	–	Strömungswiderstandskoeffizient
e_{PTC}	–	HV-PTC Wirkungsgrad
I	A	Elektrischer Strom
\dot{m}	kg/h	Massenstrom
p	Pa	Druck
p_a	Pa	Austrittsdruck
p_e	Pa	Eintrittsdruck
P	W	Elektrische Leistung
\dot{Q}	W	Wärmestrom
h	J/kg	spezifische Enthalpie
T	$^{\circ}C, K$	Temperatur (Grad Celsius, Kelvin)
T_{Klappe}	%	Temperaturklappe im Klimagerät
U	W	Elektrische Spannung
\dot{V}	m^3/h	Volumenstrom

Griechische Buchstaben

π	–	Druckverhältnis
ρ	kg/m^3	Dichte
φ	%	relative Luftfeuchtigkeit

Abbildungsverzeichnis

2.1	Klimaprofil Europa, gewichtet nach Klimadaten und Nutzungshäufigkeit (Jung et al. 2011: 397)	10
2.2	Klimaprofil Europa und Indien, gewichtet (FAT 224 2009: 37 und 68) .	11
2.3	Darstellung der elektrisch benötigten Leistungen im stationären Zustand zur Beheizung und Klimatisierung des Fahrgastraums über die Umgebungstemperatur sowie der auftretenden Häufigkeit (kumuliert) für Europa und Indien (Heiz- und Kälteleistung berechnet aus Jung et al. 2011: 397)	12
2.4	Gegenüberstellung der typischen Energieverteilung von einem E-Fahrzeug und einem Fahrzeug mit konventioneller Verbrennungskraftmaschine bei 0°C Umgebungstemperatur (MHI 2011: 28)	13
2.5	Darstellung der benötigten Leistungen und Temperaturen zur Beheizung und Klimatisierung des Fahrgastraums in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur für den stationären Zustand (Berechnung aus Jung et al. 2011: 397 und FAT 2003: 71)	14
2.6	Vereinfachter Aufbau einer Luft/Luft-Wärmepumpe	23
2.7	Kältemittelkreisprozess einer Wärmepumpe im T,h-Diagramm für die beiden Kältemittel R134a und R445A	24
2.8	Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Beheizung eines Pkw Fahrgastraums anhand der Ausblastemperatur und Heizleistung (Berechnung nach Jung et al. 2011: 397)	26
2.9	Schematische Darstellung des Klimageräts und des Luftpfads im Heizfall mit 100% Frischluftansaugung, 100% geöffneter Temperaturklappe sowie integriertem Heizkondensator für den Wärmepumpeneinsatz und Darstellung der Ansaug- und Ausströmpunkte	33
3.1	Darstellung der Regelung der IST-Ausblastemperatur anhand der Fahrgastraumtemperatur und der SOLL-Ausblastemperatur bei den VDA-Aufheizmessungen in Frischluft zu den unterschiedlichen Heizkonzepten	40
3.2	Darstellung der Kühlwasserverschaltung vom Kraftstoffheizer zum Heizungswärmeübertrager (HWT) und deren Platzierung im Motorraum/Fahrgastraum sowie der Verschlauchungslängen von der Wärmequelle bis zur -Senke	41

3.3	Darstellung der Aufheizmessung mit einem Kraftstoffheizer (KS-Heizer) nach VDA-220 bei Umgebungstemperatur -10°C	42
3.4	Darstellung der experimentell ermittelten Fahrgastraumtemperaturen (nach VDA-220) für einen Kraftstoffheizer nach 15 und 30 Minuten in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur und dem Vergleich mit den Wunsch- und Mindesttemperaturen nach DIN 1946-3	43
3.5	Darstellung der Kühlwasserverschaltung vom Hochvoltheizer (HV-Heizer) zum Heiz- und wärmeübertrager (HWT) und deren Platzierung im Motorraum/Fahrgastraum sowie die kurzen Verschlauchungslängen von der Wärmequelle bis zur -Senke	44
3.6	Darstellung der Aufheizmessung mit einem Hochvoltheizer (HV-Heizer) nach VDA-220 bei Umgebungstemperatur -10°C	44
3.7	Darstellung der experimentell ermittelten Fahrgastraumtemperaturen (nach VDA-220) für einen Hochvoltheizer nach 15 und 30 Minuten in Abhängigkeit von den Umgebungstemperaturen und dem Vergleich mit den Wunsch- und Mindesttemperaturen nach DIN 1946-3	45
3.8	Vergleich der Aufheizmessungen bei einer Umgebungstemperatur von -10°C zwischen dem Kraftstoff- und dem Hochvoltheizer nach VDA-220	46
3.9	Vergleich der experimentell ermittelten Fahrgastraumtemperaturen (nach VDA-220) der Kraftstoff- und Hochvoltheizer nach 30 Minuten in Abhängigkeit von den Umgebungstemperaturen und den Wunsch- und Mindesttemperaturen nach DIN 1946-3	47
3.10	Experimentelle Untersuchungen der beiden Heizungsarten Kraftstoff- und Hochvoltheizer in Bezug auf die Fahrgastraumtemperaturen und die dazu benötigten Heizenergien in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen nach 30 Minuten	48
3.11	Darstellung der experimentell ermittelten Wärmeverluste in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen nach 30 Minuten zwischen erzeugter und genutzter Energie (wasserseitig) für den Kraftstoff- und Hochvoltheizer	49
4.1	Darstellung der kältemittelseitigen Verschlauchung und Integration einer Luft/Luft-Wärmepumpe in einem Motorraum sowie des Kältemittelkreislaufs im Logarithmus p,h-Diagramm	52
4.2	In Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur ist die maximale Medien-Temperaturdifferenz zwischen Kältemittelintrittstemperatur am Außenwärmeübertrager und der Umgebungstemperatur für R134a dargestellt	54

4.3	Darstellung des Kältemittelkreislaufs im T,h-Diagramm zur Erläuterung der Medien-Temperaturdifferenz (MTD) in Abhängigkeit von der Kältemittel-Eintrittstemperatur am Außenwärmeübertrager für R134a bei einer Umgebungstemperatur von -5°C	55
4.4	Darstellung der Messergebnisse von den möglichen Heizleistungen und Ausblastemperaturen einer Luft/Luft-Wärmepumpe bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen (SOLL-Werte aus Abbildung 2.8 nach Jung et al. 2011: 397)	57
4.5	Einfluss der Vereisung des Außenwärmeübertragers auf die Heizleistung bei einer Umgebungstemperatur von 0°C bei konstanter Verdichterzahl, maximaler Lüfterleistung und ohne maximale Medien-Temperaturdifferenz, mit Durchflussrichtung	58
4.6	Einfluss der Vereisung des Außenwärmeübertragers auf die Heizleistung bei einer Umgebungstemperatur von 0°C bei konstanter Verdichterzahl, keiner Lüfterleistung und ohne Einhaltung der maximalen Medien-Temperaturdifferenz	60
4.7	Prinzipdarstellung der Kältemittelverschaltung und Integration der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe in einem Motorraum sowie des Kältemittelkreislaufs im Logarithmus p,h-Diagramm für R134a	62
4.8	Standard-Kühlwasserverschlauchung der E-Traktionskomponenten Leistungselektronik (LE), Ladegerät (LG), E-Maschine (EM), Hochvoltheizer (HV-) mit zusätzlicher Integration des Chillers zur Anbindung an den Kältemittelkreislauf und dem Kühler/Bypass	63
4.9	Darstellung der Anbindung des Kühlwasserkreislaufs an den Kältemittelkreislauf der Wärmepumpe über den Chiller	64
4.10	Darstellung der Messergebnisse von den möglichen Heizleistungen einer Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe mit wasserseitigem Hochvoltheizer bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen (SOLL-Werte nach Jung et al. 2011: 397)	65
4.11	Vergleich der Ausströmtemperaturen und der dazu benötigten elektrischen Leistungen vom Hochvoltheizer zur Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe bei einer VDA-Aufheizmessung bei 0°C	67
4.12	Vergleich der benötigten elektrischen Leistungen und den daraus resultierenden Energien für den Hochvoltheizer mit der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe bei einer VDA-Aufheizmessung von 0°C Umgebungstemperatur	68
4.13	Gegenüberstellung von Standardfahrgastraum- und Standardausblastemperaturen mit den reduzierten Fahrgastraum- und Ausblastemperaturen bei einer Umgebungstemperatur von -7°C in der Aufheizphase und deren Einfluss auf den Energieverbrauch der Wärmepumpe im eingeschwungenen Zustand	69

4.14	Vergleich der Fahrgastraumtemperaturen für die unterschiedlichen Heizkonzepte entsprechend der Umgebungstemperaturen nach den Bedingungen der VDA-Aufheizmessung nach 30 Minuten zur gewünschten Innenraumtemperatur nach DIN 1946-3:2006-07 (Seite 7 und 11) . . .	70
4.15	Vergleich der Energieverbräuche und der Leistungszahlen zu den Umgebungstemperaturen nach den Bedingungen der VDA-Aufheizmessung nach 30 Minuten im Verhältnis zur gewünschten Innenraumtemperatur nach DIN 1946-3:2006-07	71
4.16	Vergleich der Energieverbräuche und der Temperaturen zu den Umgebungstemperaturen nach den Bedingungen einer VDA-Aufheizmessung nach 30 Minuten im Verhältnis der beiden gewünschten Innenraumtemperaturen nach DIN 1946-3	72
4.17	Einfluss und Vergleich der Heizungsarten mit Hochvoltheizer, Wärmepumpe, Kraftstoffheizer und ohne Beheizung eines E-Fahrzeugs der Kompaktklasse auf die Reichweite	75
5.1	Standardkühlwasserverschaltung der E-Traktionskomponenten für ein E-Fahrzeug ohne wasserseitig eingebundene Wärmepumpe	78
5.2	Temperaturmessstellen im Standardkühlwasserkreislauf zur Darstellung des Aufheizverhaltens der E-Traktionskomponenten und deren Temperaturverläufe beim Ladevorgang	78
5.3	Minimal- und Maximaltemperaturen des Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten beim Ladevorgang mit dem entsprechenden Ladestrom und Wasservolumenstrom bei -7°C Umgebungstemperatur	79
5.4	Wärmeströme im Kühlwasserkreislauf der einzelnen E-Traktionskomponenten mit den entsprechenden Ladeströmen beim Ladevorgang . .	80
5.5	Wärmemengen des Standardkühlwasserkreislaufs, welche durch die E-Traktionskomponenten während des Ladevorgangs aufgenommen oder abgegeben werden	81
5.6	Messung der Oberflächen- und Kühlwassereintrittstemperatur der E-Maschine beim Ladevorgang mit dem zugehörigen Lade- und Wasservolumenstrom beim Standardkühlwasserkreislauf	82
5.7	Skizzenhafte Schnittdarstellung der E-Maschine mit Gehäuse/ Kühlmantel und Stator mit Wicklung	83
5.8	Messung der Oberflächen- und Kühlwasseraustrittstemperatur der Leistungselektronik beim Ladevorgang mit dem zugehörigen Lade- und Wasservolumenstrom beim Standardkühlwasserkreislauf	84
5.9	Auflistung der verfügbaren Wärmequellen in einem E-Fahrzeug mit wassergekühlten E-Traktionskomponenten und deren Betriebs- und Maximaltemperaturen	85

5.10	Schematische Darstellung des Außenwärmeübertragers mit Durchflussrichtung und die luftseitigen Austrittstemperaturen des Außenwärmeübertragers bei einer Umgebungstemperatur von 40°C und hoher Verdichterleistung	86
5.11	Optimierte Kühlwasserverschaltung der E-Traktionskomponenten für ein E-Fahrzeug mit einer wasserseitig angebundenen Wärmepumpe . .	87
5.12	Messstellen im optimierten Kühlwasserkreislauf zur Darstellung des Aufheizverhalten und der Wärmeströme der E-Traktionskomponenten im Ladevorgang	87
5.13	Minimal- und Maximaltemperaturen des optimierten Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten beim Ladevorgang mit geänderter Temperaturschaltswelle bei 40°C zur Aktivierung des Kühlers und entsprechenden Lade- und Wasservolumenstrom	89
5.14	Wärmeströme der einzelnen E-Traktionskomponenten des Kühlwasserkreislaufs mit entsprechendem Ladestrom über den gesamten Ladevorgang bei optimierter Kühlwasserverschaltung und geänderter Temperaturschaltswelle bei 40°C zur Aktivierung des Kühlers	89
5.15	Wärmemengen des optimierten Kühlwasserkreislaufs mit geänderter Temperaturschaltswelle von 40°C zur Aktivierung des Kühlers, welche durch die E-Traktionskomponenten während des Ladevorgangs aufgenommen oder abgeben werden. Die gespeicherte Wärme beinhaltet die Wärmeströme aus HV-Heizer, Leistungselektronik und E-Maschine.	90
5.16	Darstellung des Wärmestroms des Kühlwasserkreislaufs an der E-Maschine beim Ladevorgang und das Temperaturniveau am Austritt der E-Maschine mit der Standard- (+2°C) und geänderten (+40°C) Temperaturschaltswelle am 3/2-Wege-Ventil	91
5.17	Darstellung des Wärmestroms und der Wärmemenge des Kühlwasserkreislaufs in der E-Maschine über den Ladezeitraum mit der Standard- (+2°C) und geänderten (+40°C) Temperaturschaltswelle am 3/2-Wege-Ventil	92
5.18	Standardkühlerpaket	95
5.19	Gedrehtes Kühlerpaket	95
5.20	Standardkühlwasserkreislauf der E-Komponenten mit der Einbindung des HV-Heizers vor dem Chiller	97
5.21	Optimierter Kühlwasserkreislauf der E-Komponenten mit der Einbindung des HV-Heizers vor dem Chiller	97

6.1	Darstellung der Füllmengenberechnung des Wärmepumpenkreislaufs für die beiden Kältemittel R134a und R445A und der verwendeten Füllmenge für R134a von 950 g und für R445A von 950 g. Die hohe Füllmengen resultieren aus den sinkenden Kältemitteldichten bei sinkenden Umgebungstemperaturen und den größeren inneren Volumina des Kreislaufs.	100
6.2	Schematischer Aufbau des simulierten Wärmepumpenkreislaufs und der wasserseitigen Anbindung an den Kältemittelkreislauf	102
6.3	Vergleich der Leistungszahlen mit den Umgebungstemperaturen für die experimentell ermittelten und berechneten Simulationsergebnisse für das Kältemittel R134a im Wärmepumpenkreislauf	104
6.4	Vergleich der Druckverhältnisse, der Ausblastemperaturen und der Heizleistungen in Abhängigkeit von den Umgebungstemperaturen für die experimentell ermittelten und berechneten Simulationsergebnisse des Wärmepumpenkreislaufs mit dem Kältemittel R134a	105
6.5	Vergleich der Ausblastemperaturen, Heizleistungen und Leitungszahlen der beiden Kältemittel R134a und R445A in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur	106
6.6	Vergleich der Medien-Temperaturdifferenzen, der Kühlwassertemperaturen am Chiller sowie deren benötigte Wärmestrom für R134a und R445A in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur	107
6.7	Vergleich des Wärmepumpenkreislaufs bei einer Umgebungstemperatur von 0°C für die beiden Kältemittel R134a und R445A im T,h-Diagramm und den sich ergebenden Unterschieden in der MTD, der Verdichteraustrittstemperatur und dem Entfeuchten über den Verdampfer	108
6.8	Vergleich der Kältemitteltemperatur- und Druckverläufe für R134a und R445A innerhalb, sowie die mittlere Lufttemperatur nach dem Heizkondensator bei einer Umgebungstemperatur von 0°C	109
6.9	Darstellung der beiden verwendeten Kreuzgegenstromwärmeübertrager im Klimagerät, den „Verdampfer“ und den „Heizkondensator“, sowie der kältemittel- und luftseitigen Durchströmungsrichtungen	110
6.10	Vergleich der beiden Kältemitteltemperatur- und Druckverläufe für R134a und R445A innerhalb des Außenwärmeübertragers im Luft/Luft-Wärmepumpenbetrieb bei einer Umgebungstemperatur von 10°C	110
6.11	Darstellung der sich einstellenden Hochdrücke und Druckdifferenzen im Wärmepumpenkreislauf für die Kältemittel R134a und R445A sowie das Druckverhältnis in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur	112
6.12	Gegenüberstellung der simulierten Leistungszahlen der beiden Kältemittel R134a und R445A in der Wärmepumpe sowie deren Einfluss auf die Reichweite bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen . . .	113

B.1	Messstellen am Heizkondensator	123
B.2	Messstellen am Außenwärme-übertrager	123
B.3	Aufbau des Wärmepumpenprüfstandes mit allen Messstellen im Kälte- mittel-, Kühlwasserkreislauf und der Luftstrecke	125
C.1	Prinzipieller Versuchsaufbau zur Ermittlung der Grunddichte- und der Luftmengenmessung in Abhängigkeit von der Gebläsespannung (Luft- volumenstrom) und der Luftverteilung	127
D.1	Erläuterung des Einflusses des Kältekreislaufbetriebs auf das Druck- verhältnis am Verdichter im Logarithmus p,h-Diagramm für das Käl- temittel R134a	131
F.1	Darstellung des Prüfstands zur Ermittlung der Luftmengen über den Außenwärmeübertrager mithilfe des verwendeten Lüfters, Prinzipskizze	135
F.2	Zuluft ohne Verschattung	136
F.3	Zuluft mit Verschattung	136
F.4	Vergleich des Luftvolumenstroms eines Lüfters ohne und mit 50-pro- zentiger Verschattung des Außenwärmeübertragers mit dem Einfluß auf die Heizleistung bei -5°C Umgebungstemperatur	137
G.1	Aufbau des Simulationsmodells der Luft/Luft-Wärmepumpe	141
G.2	Aufbau des Simulationsmodells der Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe	143

Tabellenverzeichnis

2.1	Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile der Heizungsarten mit deren Kühlfunktion	21
4.1	Vergleich der beiden Heizsysteme Hochvoltheizer und Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe im Fahrzeug bei verschiedenen Umgebungstemperaturen in einer Klimakammer	66
5.1	Einfluss der Vorkonditionierung des Kühlwasserkreislaufs der E-Traktionskomponenten (durch die Beendigung des Ladevorgangs kurz vor Fahrtantritt) auf die Reichweite bei einer Luft & Wasser/Luft-Wärmepumpe bei -7°C Umgebungstemperatur	93
6.1	Darstellung der simulatorischen Randbedingungen für den Wärmepumpenbetrieb in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur	103
A.1	Leistungsdichten der angewandten Antriebstechnologien und Heizmaßnahmen zu den Kraftstoff- und Batterieeigenschaften	121
B.1	Übersicht über die im Prüfstand verwendete Messgeräte und deren Messprinzip, Messbereich und zu erwartende absolute bzw. relative Messgenauigkeit bezogen auf den Messwert (v.M.) bzw. Messbereichsendwert (v.E.)	126

Literaturverzeichnis

- 78/317/EEC European Commission (1977) *Defrosting and demisting systems of glazed surfaces of motor vehicles*
- ACADEMIC (2010) *Carnot-Wirkungsgrad* [online] available from <<http://de.academic.ru/dic.nsf/dewiki/237711>> [15.06.2012]
- , (2010a) *Wärmepumpe* [online] available from <<http://de.academic.ru/dic.nsf/dewiki/1530447>> [15.06.2012]
- ADR 15 Australian Design Rules (1984) *Demisting of Windscreen*. Commonwealth of Australia
- Aguilar, J. (2012) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung VII: *Klimatisierung von E- und Hybrid-Fahrzeugen: Konzepte, Effizienzthemen, Entwicklungsmethoden, Einführung alternativer Kältemittel*. Schaltventile für automobiler Wärmepumpen mit unterkritischem Kältemittel. (Seite 173 - 186) Renningen: expert-Verlag
- Apfelbeck, R. und Pfister, W. (2012) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung VII: *Klimatisierung von E- und Hybrid-Fahrzeugen: Konzepte, Effizienzthemen, Entwicklungsmethoden, Einführung alternativer Kältemittel*. Chancen und Herausforderungen Biokraftstoff betriebener Stand- und Zuheizungen für Fahrzeuge mit alternativen Antrieben: Von der Idee bis zur konkreten Umsetzung. (Seite 91 - 101) Renningen: expert-Verlag
- ARB Air Resources Board (2010) *The California Low-Emission Vehicle Regulations (With Amendments Effective December 8, 2010)*. [online] available from <http://www.arb.ca.gov/msprog/levprog/cleandoc/cleancomplete_lev-ghg_regs_12-10.pdf> [15.06.2012]
- Audi AG (2011) *Elektrofahrzeug mit einer Fahrzeug-Klimaanlage*. World Intellectual Property Organization WO 2011029538 A1
- Automotive Airconditioning Reporter (2007) Behr: more mobile a/c tendencies than new refrigerant only! no. 58. Stuttgart: Behr technischer Pressetag

- autoserviceworld (2013) *Low-GWP Refrigerants: How Close Are We? Is the perfect, low-GWP (global-warming potential) refrigerant close at hand?*. [online] available from <http://www.autoserviceworld.com/news/low-gwp-refrigerants-how-close-are-we/1_002468617/?&er=NA> [05.03.2014]
- Baumann, F.-M., Laue, H.-J. und Müller, P. (2007) 4. Ausg. *Wärmepumpen - Heizen mit der Umweltenergie*. Karlsruhe: Solarpraxis AG
- Beetz, K. (2002) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung II: *Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden heute und in Zukunft*. Elektrische Zuheizsysteme - Innovative Lösungen. (Seite 92 - 102) Renningen: expert-Verlag
- BITZER (2012) Hrsg. BITZER Kühlmaschinenbau GmbH *KÄLTEMITTEL-REPORT 17*. [online] available from <http://www.izw-online.de/news/Kaeltemittel_Report_Bitzer_a-500-17.pdf> [06.03.2014]
- Braess, H.-H., Seiffert, U. (2003) 3rd edn. *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Vieweg Verlag
- Brandes, H., Horstmann, P., Kneifel, M. und Hohl, R. (2006) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung IV: *Klimakonzepte, Zuheizkonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. R744-Klimaanlage mit Stopp/Start- und Standklimatisierung sowie Wärmepumpenfunktion im Versuchsträger »COMET«. (Seite 113 - 138) Renningen: expert-Verlag
- Bouvy, C., Jeck, P., Gissing, J., Lichius, Th., Baltzer, S. und Eckstein, L. (2012) Hrsg. Steinberg, P. *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII: Die Batterie als thermischer Speicher: Auswirkungen auf die Innenraumklimatisierung, die thermische Architektur und die Betriebsstrategie von Elektrofahrzeugen* (Seite 72 - 93) Essen: expert-Verlag
- Böttcher, Ch. (2006) *Wasserspeicherung in einem PKW-Klimagerät*. Veröffentlichte Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig
- CARB, California Air Resources Board (2002) *AB 1493 Global Warming Bill Chapter 200*. [online] available from <<http://www.arb.ca.gov/cc/ccms/documents/ab1493.pdf>> [15.06. 2012]
- Cerbe, G., Hoffmann, H.-J. (2002) 13th edn. *Einführung in die Thermodynamik*. München: Carl Hanser Verlag
- Deane, M. (2007) 2nd edn. *Coventry University Harvard Reference Style Guide*. Unpublished booklet: Coventry University

- DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2006) Raumlufthtechnik - Teil 3: *Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen*. DIN 1946-3: 2006-07. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e.V.
- DLR, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (2011) *Strukturanalyse von Automobilkomponenten für zukünftige elektrifizierte Fahrzeugantriebe* DLR Institut für Fahrzeugkonzepte, Stuttgart
- Ebel, St. (2010) *Elektrisch betriebene Kfz-Klimaanlagen: Potenziale, Herausforderungen und wesentliche Unterschiede im Vergleich zu herkömmlicher Technologie*. „11. Karlsruher Kfz-Klima-Symposium, Kfz-Klimatisierung bei elektrischer Mobilität“. held 16 September 2010 at Karlsruhe
- Eberleh, B. (2013) *Thermomanagement für Li-Ionen Batterien als Schlüssel für Reichweite, Leistung und Lebensdauer*. „2. VDI-Fachkonferenz Thermomanagement für elektro-motorisch angetriebene PKW“. held 3-4 December 2013 at Stuttgart
- Eberspächer (2011) Hrsg. Köth, C.-P. Inside Automobil Industrie: Antriebstechnologie und Fahrzeugintegration *Elektromobilität zukunftsfähig entwickeln*. Würzburg: Vogel Business Media
- , (2012) *Zielbewusst auf Zukunftskurs – und das seit über 145 Jahren* [online] available from <<http://www.eberspaecher.com/unternehmen/historie.html>> [07.08.2012]
- Eder, A. und Neugebauer, St. (2010) Hrsg. Steinberg, P. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII: *Nichts geht verloren: Wärmemanagement als Baustein der BMW Strategie Efficient Dynamics*. Renningen: expert-Verlag
- Emmelmann, H.-J. (1994) Hrsg. Hucho, W.-H. Aerodynamik des Automobils *Fahrleistungen von Pkw und Schnelltransportern*, 3. Auflage Düsseldorf: VDI-Verlag
- Enke, L. (2014) *Analyse des unterstützenden Einsatzes einer Adsorptionskälteanlage für die PKW-Klimatisierung*. Veröffentlichte Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig
- EPA, United States Environmental Protection Agency (2014) *Global Warming Potentials and Ozone Depletion Potentials of Some Ozone-Depleting Substances and Alternatives Listed by the SNAP Program* [online] available from <<http://www.epa.gov/ozone/snap/subsgwps.html#Table4>> [26.03.2015]
- Erbacher, F. und Habbel, G. (2006) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung IV: *Klimakonzepte, Zuheizkonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. Vom Standheizer zum Vorheizer: Neue Komfort-Konzepte der brennstoffbetriebenen PKW-Heizung. (Seite 85 - 94) Renningen: expert-Verlag

- EU-Richtlinie 2006/40/EG (2006) *Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates*.
- FAT Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (2003) FAT-Schriftenreihe 177 *Fahrzeugklimatisierung und Verkehrssicherheit*. Frankfurt am Main
- , (2009) FAT-Schriftenreihe 224 *Klimatische Daten und PKW-Nutzung – Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/ Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien*. Frankfurt am Main
- , (2011) FAT-Schriftenreihe 233 *Spezifische Anforderungen an das Heiz- Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge*. Berlin
- FMVSS 103 Federal Motor Vehicle Safety Standards, Windshield defrosting and defogging systems
- Försterling, S. (2004) *Vergleichende Untersuchung von CO₂-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen*. 1st edn. Göttingen: Cuvillier Verlag
- Gentherm (2012) *Climate Seats* [online] available from <<http://www.gentherm.com/page/climateseats>> [13.08.2012]
- Gräber, M., Kosowski, K., Richter, C. und Tegethoff, W. (2010) 'Modelling of heat pumps with an object-oriented model library for thermodynamic systems'. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems* 16 (3), 195 - 209
- Gräber, M. (2014) *Energieoptimale Regelung von Kälteprozessen*. Veröffentlichte Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig
- Grossmann, H. (2010) *Pkw-Klimatisierung: Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung* Berlin Heidelberg: Springer-Verlag
- , (2010a) *E-Mobilität und Klimatisierung: Mögliche Potenziale* „11. Karlsruher Kfz-Klima-Symposium, Kfz-Klimatisierung bei elektrischer Mobilität“. held 16 September 2010 at Karlsruhe
- Haubner, F. und Koch, F. (2002) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung II: *Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden heute und in Zukunft*. Zuheizerkonzepte zur Verbesserung der Heizleistung in verbrauchsoptimierten Fahrzeugen. (Seite 114 - 127) Renningen: expert-Verlag
- Heyl, P. und Fröhling, J. (2002) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung II: *Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden heute und in Zukunft*. Heizen und Kühlen mit CO₂-PKW-Klimaanlagen. (Seite 82 - 91) Renningen: expert-Verlag

- Hinrich, J. (2011) *Weniger Verbrauch, mehr Komfort: Effizientes Heiz- / Kühlsystem für Elektrofahrzeuge*. Konferenz der Deutsche Umwelthilfe und Verkehrsclub Deutschland zu Prima Klima im Auto: Wie wird die Klimaanlage zukunftsfähig? (14-15) gehalten am 13.12.2011. Berlin
- Hinrichs, J. und Schäfer, T. (2012) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung VII: *Klimatisierung von E- und Hybrid-Fahrzeugen: Konzepte, Effizienzthemen, Entwicklungsmethoden, Einführung alternativer Kältemittel*. Thermomanagement von Elektrofahrzeugen. (Seite 205 - 209) Renningen: expert-Verlag
- Hörth, L., Spinnler, M. und Sattelmayer, T. (2011) *Wärmepumpentechnik in Elektrofahrzeugen*. „Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2011“, Arbeitsabteilung III Kälteanwendung, Aachen
- , (2012) *Effizienzanalyse verschiedener Kältekreisläufe zur Klimatisierung von Elektrofahrzeugen*. „VDI-Konferenz Thermomanagement für elektromotorisch angetriebene Fahrzeuge“, Stuttgart
- Houwer, C. und Cowell, T. (2004) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung III: *Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. Implementierung einer Wärmepumpe als Zusatzheizung in einer Automobil-Klimaanlage. (Seite 84 - 102) Renningen: expert-Verlag
- IAA, Internationale Automobil-Ausstellung (2011) *Fahrzeughersteller Mercedes Benz: A-Klasse Elektrofahrzeug „E-Cell“* [26.09.2011]
- IPCC, Intergovernmental Panel on Climatic Change (2007) *IPCC Fourth Assessment Report: Climate Change 2007 2.10.2 Direct Global Warming Potentials* [online] available from <https://www.ipcc.ch/publications_and_data/ar4/wg1/en/ch2s2-10-2.html> [25.03.2015]
- ITWissen (n.d.) *Shunt-Widerstand* [online] available from <<http://www.itwissen.info/definition/lexikon/Shunt-Widerstand-shunt-resistor.html>> [11.03.2014]
- ixetic (2011) *CO₂-Wärmepumpe optimiert Thermomanagement von Elektroautos* Bad Homburg
- Jung, M., Kemle, A., Strass, Th. und Wawzyniak, M. (2011) *Innenraumheizung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen*. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 05/2011 113. Jahrgang, 396 - 401
- Kampf, H., Kunberger, O. und Weinbrenner, M. (2000) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung: *Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden für Fahrzeuge mit deutlich reduziertem Kraftstoffverbrauch*. Klimatisierung von Fahrzeugen mit kraftstoffsparenden Motoren. (Seite 1 - 23) Renningen: expert-Verlag

- Köhler, J., Raabe, G., Schulze, Ch. und Tegethoff, W.-J. (2013) „Transient Simulation of Mobile R-445A Air Conditioning Systems – From the Molecules to the System“. *SAE 2013 Thermal Management Systems Symposium*, „Alternative Refrigerants“ SAE 13TMSS-0026 held 22-24 October 2013 at Detroit Marriott. Troy
- König, J. D. und Böttner, H. (n.d.) *Thermoelektrik – Von der Synthese der Materialien bis in die Anwendung* Freiburg: Fraunhofer Institut für physikalische Messtechnik (IPM)
- Krüger, K., Limperich, D. und Schmitz, G. (2012) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung VII: *Klimatisierung von E- und Hybrid-Fahrzeugen: Konzepte, Effizienzthemen, Entwicklungsmethoden, Einführung alternativer Kältemittel*. Simulation des dynamischen Leistungsbedarfs der Batteriekühlung in Hybridfahrzeugen. (Seite 29 - 40) Renningen: expert-Verlag
- Lambers, K. J. (2008) *Das Kältesystem mit Admission (Economizer) mit besonderer Betrachtung der Verdichtung nach Voorhees*. Veröffentlichte Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig
- Lemmon, E., Huber, M. und McLinden, M. (2010) *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP* Gaithersburg
- Lemke, N., Strupp, Ch. und Kossel, R. (2012) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung VII: *Klimatisierung von E- und Hybrid-Fahrzeugen: Konzepte, Effizienzthemen, Entwicklungsmethoden, Einführung alternativer Kältemittel*. Elektrofahrzeug-Klimatisierung unter Berücksichtigung relevanter Klima- und Lastbedingungen. (Seite 54 - 73) Renningen: expert-Verlag
- Li, X. (2013) „Optimization of heat transfer for high glide blend refrigerants in MAC heat exchangers“. *SAE 2013 Thermal Management Systems Symposium*, „Alternative Refrigerants“ SAE 13TMSS-0053 held 22-24 October 2013 at Detroit Marriott. Troy
- Lienkamp, M. (2012) *Elektromobilität - Hype oder Revolution?* Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg
- Lorenz, M., Spinnler, M. und Sattelmayer, T. (2012) Hrsg. Steinberg, P. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII: *Reduzierung des Heizbedarfs von Elektrofahrzeugkabinen durch alternative Scheibentechnik* (Seite 1 - 13) Essen: expert-Verlag

- Markowitz, M. und Fischer, D. (2004) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung III: *Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. Kundenorientierte Aufheizwärmestrategien für Kraftfahrzeuge. (Seite 103- 116) Renningen: expert-Verlag
- Martin, K., Lang, G. Hager, J. und Rieberer, R. (2006) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung IV: *Klimakonzepte, Zuheizkonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. R744-Klimaanlage als Zuheizmaßnahme für PKW: Analyse einer Luft/Luft-Wärmepumpe und eines Dreieckprozesses. (Seite 139 - 152) Renningen: expert-Verlag
- MHI Mitsubishi Heavy Industries (2011) *Development of Automotiv Air-Conditioning Systems by Heat Pump Technology*. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 48 No. 2 (June 2011)
- NFF, Niedersächsisches Forschungszentrum Fahrzeugtechnik (n.d.) Fleet Goes Green: *Ganzheitliche Analyse und Bewertung der Umwelteffizienz von Elektro- und Plug-in-Hybrid-Fahrzeugen in der Alltagsnutzung am Beispiel des Flottenbetriebs*. Stand 10/2012 [online] available from <<http://www.fleets-go-green.de/de/home&id=3046&navid=65>> [08.05.2014]
- Nothen, M. (2000) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung: *Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden für Fahrzeuge mit deutlich reduziertem Kraftstoffverbrauch*. Brennerheizungen als zu- und Standheizungen im PKW. (Seite 33 - 45) Renningen: expert-Verlag
- Pischinger, St., Genender, P., Klopstein, St. und Hemkemeyer, D. (2014) *Aufgaben beim Thermomanagement von Hybrid- und Elektrofahrzeugen*. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 04/2014 116. Jahrgang, 54 - 59
- Prokop, G. und Lewerenz, P. (2011) *Thermomanagement Lösungen für Neue und Alte Herausforderungen*. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 11/2011 113. Jahrgang, 812 - 817
- Renner, M. (2002) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung II: *Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden heute und in Zukunft*. Neue Generation von brennstoffbetriebenen Stand- und Zuheizern im PKW. (Seite 103 - 113) Renningen: expert-Verlag
- Renner, M. und Koppe, T. (2010) Hrsg. Hofhaus, D. PKW-Klimatisierung VI: *Aktuelle Entwicklungen, Konzepte zur Rezuzierung des Mehrverbrauchs, Klimatisierung von Hybridfahrzeugen*. Thermomanagement von Elektro-Fahrzeugen. (Seite 158 - 173) Renningen: expert-Verlag

- Resch, St. (2011) *TÜV SÜD E-Car Cycle (TSECC) Reichweitenermittlung kunden-relevant!* [online] available from <<http://www.tuev-sued.de/uploads/images/1319642914529222560169/tsecc-ecartec-kongress-2011-web.pdf>> [21.09.2012]
- Robert Bosch (1991) 21th edn. *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Düsseldorf: VDI-Verlag
- Richter, C. (2008) *Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems*. Veröffentlichte Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig
- SAE International (2013) *A/C industry faces challenges from Daimler R-1234yf issue, explores other options*. [online] available from <<http://articles.sae.org/11870/>> [23.04.2012]
- Sawazki, E., Baumgärtner, Ch. und Brüll, M. (2013) *Thermomanagementsystem in Elektrofahrzeugen für Energieeffizientes Fahren (EFA) 2014/2*. „2. VDI-Fachkonferenz Thermomanagement für elektro-motorisch angetriebene PKW“ held 3-4 December 2013 at Stuttgart
- Schäfer, B. , Feuerecker, G., Heinle, D. und Strauß T. (2004) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung III: *Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. Vergleich konventioneller Zuheizersysteme mit R744-Zuheizsystemen in Automobilen mit geringem Kraftstoffverbrauch auf Basis eines 1,9 l TDI Motors. (Seite 68 - 83) Renningen: expert-Verlag
- Schedel, F., Hofmann, Ph., Eder, A., Neugebauer, St. und Köhler, J. (2012) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung VII: *Klimatisierung von E- und Hybrid-Fahrzeugen: Konzepte, Effizienzthemen, Entwicklungsmethoden, Einführung alternativer Kältemittel*. Chancen der effizienten Innenraumbeheizung im Rahmen des Thermomanagements von Hybridfahrzeugen. (Seite 74 - 90) Renningen: expert-Verlag
- Schedel, F., Suck, G., Försterling, S., Tegethoff, W. und Köhler, J. (2013) *Effizienzbewertung von Wärmepumpen in Hybridfahrzeugen mit Hilfe der verlustbasierten Modellierung von Scrollverdichtern*. „DKV-Tagung “ held 20-22 November 2013 at Hannover
- Schiessl Schweiz AG (2012) Du Pont SUVA Kältemittel Service Handbuch 2 *Hintergrund Informationen* [online] available from <<http://www.friosol.ch/suva-hand-buch-001-0403-de.htm>> [23.04.2013]
- Schulze, C. (2014) *A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems*. Veröffentlichte Dissertation. Braunschweig: TU Braunschweig

- Schüppel, F., Dunger, T., Clemens, H., Braunschweig, N. und Schindler, V. (2012) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung VII: *Klimatisierung von E- und Hybrid-Fahrzeugen: Konzepte, Effizienzthemen, Entwicklungsmethoden, Einführung alternativer Kältemittel*. CoolSteam: Das Konzept einer Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung für Elektrofahrzeuge. (Seite 162 - 172) Renningen: expert-Verlag
- Schüppel, F. und Schindler, V. (2013) *Heizung und Klimatisierung von Fahrzeugen mit geringer Antriebsstrangabwärme*. „2. VDI-Fachkonferenz Thermomanagement für elektro-motorisch angetriebene PKW“ held 3-4 December 2013 at Stuttgart
- Sondermann, M. (2012) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung VII: *Klimatisierung von E- und Hybrid-Fahrzeugen: Konzepte, Effizienzthemen, Entwicklungsmethoden, Einführung alternativer Kältemittel*. Klimatisierung von E-Fahrzeugen: Wechsel der Anforderungen im Vergleich zu heutigen Systemen, Technische Herausforderungen, Lösungsansätze und Potentiale. (Seite 1 - 12) Renningen: expert-Verlag
- Steiner, A. (2014) *Untersuchung von Konzepten zur Innenraumkonditionierung von Fahrzeugen mit Elektroantrieben unter Berücksichtigung des Energieverbrauchs*. Dissertation, Technische Universität Graz, 20. Mai 2014.
- Stan, C. (2004) *Thermodynamik des Kraftfahrzeugs*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag
- Strauß, T., Schmidt, M. Weinenbrenner, M. und Geske, P. (2006) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung IV: *Klimakonzepte, Zuheizkonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. EHMS: Exhaust Heat Management System. (Seite 95 - 112) Renningen: expert-Verlag
- Toyota (2010) *Einfach genial: die Wärmepumpe im Toyota Prius Plug-In* [online] available from <<http://www.toyota-media.de/Article/view/2010/08/23/Einfach-genial-die-Waermepumpe-im-Toyota-Prius-Plug-In/2874>> [12.01.2011]
- Umweltbundesamt (2013) *EU-Richtlinie zu Emissionen aus Pkw-Klimaanlagen* [online] available from <<http://www.umweltbundesamt.de/themen/wirtschaft-konsum/produkte/fluorierete-treibhausgase-fckw/rechtliche-regelungen/eu-richtlinie-zu-emissionen-aus-pkw-klimaanlagen>> [11.04.2014]
- VDA Verband der Automobilindustrie e.V. (2005) VDA 220 Standardaufheizung für PKW mit 1 bis 2 Sitzreihen bei Niedriglastfahrzustand 50km/h, ebene Strasse und Kaltstarttemperatur von -20° C. Frankfurt: Verband der Automobilindustrie e.V.

- VDI-GVC (1997) 7th edn. *VDI-Wärmeatlas, Wärmeübertragung und Strömung in Verfahrenstechnik und Chemie*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag
- Vetter, F., S.List, M. und Borst, D. (2004) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung III: *Klimakonzepte, Regelungsstrategien und Entwicklungsmethoden*. Zuheizkonzepte mit dem Kältemittel CO₂. (Seite 9 - 19) Renningen: expert-Verlag
- Volkswagen AG (2011) *Klimaanlage für ein Fahrzeug sowie Verfahren zum klimatisieren eines Fahrzeugs*. World Intellectual Property Organization WO 2012 028307 A1
- , (2012) *Klimatisierung zum Temperieren von Komponenten sowie eines Innenraums eines Kraftfahrzeugs*. World Intellectual Property Organization WO 2013013790 A1
- Wawzyiak, M. (2011) Hrsg. Köth, C.-P. Inside Automobil Industrie: Antriebstechnologie und Fahrzeugintegration *Innenraumheizung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen*. Würzburg: Vogel Business Media
- Wehner, U. und Ackermann, J. (2011) *Neue Ansätze zur Klimatisierung von Elektrofahrzeugen*. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 07-08/2011 113.Jahrgang, 586 - 591
- Wertenbach, J. (2012) Hrsg. Schlenz, D. PKW-Klimatisierung VII: *Klimatisierung von E- und Hybrid-Fahrzeugen: Konzepte, Effizienzthemen, Entwicklungsmethoden, Einführung alternativer Kältemittel*. R1234yf: Ein neues, sicheres und umweltfreundliches Kältemittel für Fahrzeugklimaanlagen. (Seite 118 - 129) Renningen: expert-Verlag
- Weinbrenner, M., Joachim, L., Strauß, T. und Kroner, P. (2010) Hrsg. Hofhaus, J. PKW-Klimatisierung VI: *Aktuelle Entwicklungen, Konzepte zur Reduzierung des Mehrverbrauchs, Klimatisierung von Hybridfahrzeugen*. Senkung des Kraftstoffverbrauchs im Winterbetrieb. (Seite 47 - 63) Renningen: expert-Verlag
- Wiebelt, A. und Wawzyniak, M. (2011) *Thermonanagement im elektrifizierten Antrieb*. MTZ - Motorentchnische Zeitschrift 07-08/2013 74.Jahrgang, 592 - 598
- Yokoyama, A., Osaka, T., Imanishi, Y. und Sekiya, S. (2011) *Thermal Management System for Electric Vehicles*. SAE Int. J. Mater. Manuf. 4(1):1277-1285
- Zhou, W., Schäper, C., Ecker, M., Hörth, L., Fischer, T., Bohman, C. und Sauer, D. (2012) Hrsg. Steinberg, P. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII: *Thermisches und Lebensdauerbatteriemodell für die Konzeptuntersuchung eines Lithium-Ionen Batteriesystems als Wärmespeicher im Elektrofahrzeug*. (Seite 284 - 302) Essen: expert-Verlag